

VŠB- Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Uchycení shrnovacího hřebel

Gripping of Scraper Bar

Student: Tomáš Hapla
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2009

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Friesovi Ph.D za odborné rady a poznámky, které mi poskytoval v průběhu vypracovávání bakalářské práce. Zvláštní poděkování zaslouží patří panu Martinovi Hájkovi DiS. z firmy Vítkovice Gearworks a.s. za jeho ochotu a vstřícnost při konzultacích mých nápadů. Děkuji též panu Zdeňkovi Zdražilovi z firmy Strojtos Lipník a.s. za podmětné připomínky, které mě přiměly hledat nová a vhodnější řešení.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/1200 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 ods. 3)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- vylo sjednáno, že užít své dílo-bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě

.....
plné jméno studenta

Nám. Svobody 82

Bzenec, 696 81

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HAPLA, Tomáš. Uchycení shrnovacího hřebel. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 77 s, Bakalářská práce, vedoucí Fries, Jiří.

Předmětem této bakalářské práce je návrh šroubového spoje nosného článku se shrnovacím hřebem. Spoj je realizován dynamicky namáhaným šroubem. První navrhovaná varianta spočívá v použití vhodného normalizovaného šroubu s minimálními úpravami spojovaných částí. U druhého návrhu jsou uplatněny konstrukční změny ve spojovaných částech a působící síly zachycuje speciálně navržený šroub. Výpočty šroubů jsou řešeny analyticky.

Hlavním cílem této bakalářské práce je posouzení vhodnosti těchto dvou přístupů při řešení zadaného problému, jak z hlediska konstrukčního, tak i ekonomického.

ANOTATION OF THESIS

HAPLA, Tomáš. Gripping of Schraper Bar. Ostrava: Department of Production Machinery and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 77 p. Thesis, head: Fries, Jiří.

The purpose of this thesis is the design bolt connection carrier article shrnovacím currycomb. Connection is made dynamically namáhaným screw. The first proposed option is the use of a suitable standard bolt with minimal modifications assemblies. The second proposal is implemented structural changes in the connected parts and the applied force is recorded specially designed screw. Calculations are solved analytically screws.

The main objective of this thesis is to assess the relevance of these two approaches in solving the given problem, both in terms of design, as well as economic.

Obsah

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ	9
1 ÚVOD	13
2 TECHNOLOGIE SKLÁDKOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ	14
2.1 Skládky sypkých hmot	14
3 SKLÁDKOVÉ STROJE	19
3.1 Zakladače	19
3.2 Shrnovače a naběrače	20
3.2.1 Čelní naběrače a shrnovače	21
3.2.2 Boční naběrače a shrnovače	23
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE	26
4.1 Výpočet síly působící na hřeblo	27
4.2 Výpočet sil v jednotlivých šroubech	27
4.3 Rozbor zatížení šroubů	29
4.4 Šroubový spoj s normalizovaným šroubem	30
4.4.1 Stanovení rozměru šroubu	31
4.4.2 Stanovení dalších rozměrů spoje	32
4.4.3 Výpočet sil působících na šroub	33
4.4.4 Kritické namáhání šroubu	41
4.4.5 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu	48
4.5 Šroubový spoj se speciálně navrženým šroubem	52
4.5.1 Kontrola pouzdra na střih	53
4.5.2 Kontrola měrného tlaku p_1 v díře hřeblo	54
4.5.3 Kontrola měrného tlaku p_2 v díře nosného článku	54
4.5.4 Stanovení rozměru šroubu	55
4.5.5 Stanovení dalších rozměrů spoje	56
4.5.6 Výpočet sil působících na šroub	58
4.5.7 Kritické namáhání šroubu	62
4.5.8 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu	67
5 ZÁVĚR	71
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	72
SEZNAM OBRÁZKŮ	74

SEZNAM TABULEK	76
PŘÍLOHY	77

SEZNAM POUŽITÉHO OZNAČENÍ

Označení	Jednotka	Význam
D_d	[mm]	průměr díry v přírubách
D_{red}	[mm]	vnější redukovaný průměr náhradní trubky (Rötscherova válce)
E_{pr}	[MPa]	modul pružnosti v tahu materiálu přírub
E_s	[MPa]	modul pružnosti v tahu materiálu šroubu
F	[N]	síla působící na hřeblo
F_o	[N]	tahová předepjatá síla
F_p	[N]	provozní dynamická síla
F_{pr}	[N]	dynamická tlaková síla v přírubách
F_{prMIN}	[N]	minimální velikost síly v přírubě
F_s	[N]	tahová dynamická síla ve šroubu
F_{sa}	[N]	amplitudová složka dynamické tahové síly
F_{sD}	[N]	dolní složka dynamické tahové síly
F_{sH}	[N]	horní složka dynamické tahové síly
F_{sM}	[N]	střední složka dynamické tahové síly
F_z	[N]	statická síla působící obvodově na závit
F_1	[N]	síla působící na první šroub hřeblo
F_2	[N]	síla působící na druhý šroub hřeblo
F_3	[N]	síla působící na třetí šroub hřeblo
H	[mm]	výška teoretického profilu závitu
H_1	[mm]	nosná hloubka závitu
L	[mm]	vzdálenost působíště sil
Md	[mm]	označení metrického závitu
M_k	[N·m]	krouticí moment
M_k'	[N·m]	výstupní krouticí moment z elektropohonu
M_{KM}	[N·m]	stálý krouticí moment od utažení matice
M_{TM}	[N·m]	třecí moment pod hlavou šroubu a maticí
M_{TZ}	[N·m]	třecí moment v závitech
M_u	[N·m]	utahovací moment
P	[mm]	rozteč závitu
P_h	[mm]	stoupání závitu

R_e	[MPa]	mez kluzu
R_F	[mm]	fiktivní poloměr vrubu
R_m	[MPa]	jmenovitá pevnost materiálu v tahu
$R_{p0,2}$	[MPa]	mez kluzu materiálu
R_z	[mm]	poloměr zaoblení dna závitu
R_l	[mm]	poloměr zaoblení přechodu mezi hlavou a dříkem
R_2	[mm]	poloměr zaoblení mezi hlavou a zeslabeným dříkem šroubu
R_3	[mm]	poloměr zaoblení výběhu závitu
S_p	[mm ²]	průřez střižného pouzdra
S_{pr}	[mm ²]	deformovaný průřez přírub
S_{red}	[mm ²]	redukovaný průřez náhradní trubky
S_s	[mm ²]	deformovaný průřez šroubu
W_k	[mm ³]	modul odporu průřezu v krutu
c	[mm]	šířka osazení hlavy šroubu
c_{pr}	[N·mm ⁻¹]	tuhost přírub
c_s	[N·mm ⁻¹]	tuhost šroubu
d	[mm]	jmenovitý rozměr závitu
d_d	[mm]	průměr díry
d_{krit}	[mm]	kritický průměr šroubu
d_s	[mm]	průměr zúženého hladkého dříku šroubu
d_t	[mm]	vnější průměr střižného pouzdra
d_v	[mm]	vnitřní průměr střižného pouzdra
d_w	[mm]	průměr osazení hlavy šroubu
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_3	[mm]	malý průměr závitu
f_M	[-]	součinitel smykového tření v kontaktu matice a podložky
f_z	[-]	součinitel smykového tření na závitu
h	[mm]	výška matice
i_p	[-]	počet střižných pouzder
k	[mm]	výška hlavy šroubu
k_b	[-]	koeficient bezpečnosti
k_s	[-]	součinitel bezpečnosti, součinitel statické bezpečnosti
k_v	[-]	výsledná bezpečnost
k_σ	[-]	bezpečnost při časově proměnlivém tahovém namáhání

$k_{\sigma a}$	[-]	dynamická bezpečnost k mezní amplitudě
$k_{\sigma H}$	[-]	dynamická bezpečnost k meznímu hornímu napětí
k_{τ}	[-]	bezpečnost při statickém smykovém namáhání
l	[mm]	deformovaná délka přírub
l_p	[mm]	tloušťka podložky
l_{p1}	[mm]	tloušťka příruby nosného článku
l_{p2}	[mm]	tloušťka příruby hřebľa
l_s	[mm]	délka šroubu
l_{s1}	[mm]	deformovaná délka hlavy šroubu
l_{s2}	[mm]	deformovaná délka zúženého hladkého dříku
l_{s3}	[mm]	deformovaná délka šroubu v matici
l_{sdef}	[mm]	délka deformovaných částí šroubu
l_z	[mm]	délka závitu
l_{zB}	[mm]	zbytková délka závitu nad maticí
l_1	[mm]	vzdálenost prvního šroubu od osazení na nosném článku
l_2	[mm]	vzdálenost druhého šroubu od osazení na nosném článku
l_3	[mm]	vzdálenost třetího šroubu od osazení na nosném článku
l_1'	[mm]	výška pouzdra v díře hřebľa
l_2'	[mm]	výška pouzdra v díře nosného článku
p_{dov1}	[MPa]	dovolený tlak v díře hřebľa
p_{dov2}	[MPa]	dovolený tlak v díře nosného článku
p_1	[MPa]	měrný tlak v díře hřebľa
p_2	[MPa]	měrný tlak v díře nosného článku
r	[mm]	poloměr turasového kola
s_K	[mm]	velikost šestihranu hlavy šroubu a matice (velikost klíče)
s^x	[-]	součinitel pevnostní hypotézy podle Guesta
t	[mm]	hloubka závitu
ΔF_{pr}	[N]	změna síly v přírubách
ΔF_s	[N]	přírůstek síly ve šroubu
Δl_{pr}	[mm]	deformace přírub
Δl_s	[mm]	prodloužení šroubu
Δl_{s1}	[mm]	prodloužení v hlavě šroubu
Δl_{s2}	[mm]	prodloužení v závitové části šroubu
Δl_{s3}	[mm]	prodloužení šroubu v oblasti matice

Δl_1	[mm]	prodloužení prvního šroubu
Δl_2	[mm]	prodloužení druhého šroubu
Δl_3	[mm]	prodloužení třetího šroubu
α	[°]	úhel profilu, úhel komolého dvojkužele přírub
α_{pr}	[°]	úhel sklonu přímky pro příruby v předpět'ovém diagramu
α_s	[°]	úhel sklonu přímky pro šroub v předpět'ovém diagramu
α_σ	[-]	součinitel koncentrace napětí
β_σ	[-]	vrubový součinitel
δ	[-]	zeslabení průměru dřívku šroubu
ε_p	[-]	součinitel stavu povrchu součásti
ν	[-]	Poissonova konstanta
ν_σ	[-]	součinitel velikosti součásti
ρ^x	[-]	materiálová konstanta vyjadřující velikost zrna
σ_A^*	[MPa]	amplitudové napětí cyklického namáhání šroubu
σ_c	[MPa]	trvalá mez únavy souměrně střídavého cyklu
σ_c^*	[MPa]	trvalá mez únavy reálné součásti
σ_{DT}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_{hc}	[MPa]	trvalá mez únavy míjivého cyklu
σ_H^*	[MPa]	horní napětí cyklického namáhání šroubu
σ_t	[MPa]	namáhání v tahu
σ_{tsa}	[MPa]	amplitudové napětí dynamického tahu
σ_{tsD}	[MPa]	dolní napětí dynamického tahu
σ_{tsH}	[MPa]	horní napětí dynamického tahu
σ_{tsM}	[MPa]	střední napětí dynamického tahu
τ	[MPa]	namáhání v krutu
τ_{dov}	[MPa]	dovolené smykové napětí
τ_{max}	[MPa]	maximální smykové napětí
τ_p	[MPa]	působící smykové napětí
φ'	[°]	redukovaný třecí úhel
ψ	[-]	součinitel těsnosti spoje, úhel stoupání závitu
ψ_σ	[-]	součinitel kontrakce
ψ_σ^*	[-]	součinitel kontrakce pro reálnou součást

1 ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem předepjatého šroubového spojení nosného článku, který tvoří součást shrnovacího řetězu se shrnovacím hřebem bočního shrnovače. Boční shrnovač slouží k dopravě materiálu ze skládky na odsunový dopravní pás umístěný pod přepadovou hranou skládky. Náplní této práce je vyřešení šroubového spoje ve dvou variantách. Při řešení první varianty je pro spoj použit normalizovaný šroub, přičemž je zde kladen důraz na minimální změny v přírubách nosného článku a shrnovacího hřebu. Druhá varianta řešení se vyznačuje použitím speciálně navrženého šroubu s ohledem na snížení jeho dynamického namáhání. Posléze bude provedeno srovnání navrhovaných variant řešení požadovaného spoje z hlediska konstrukčního i ekonomického.

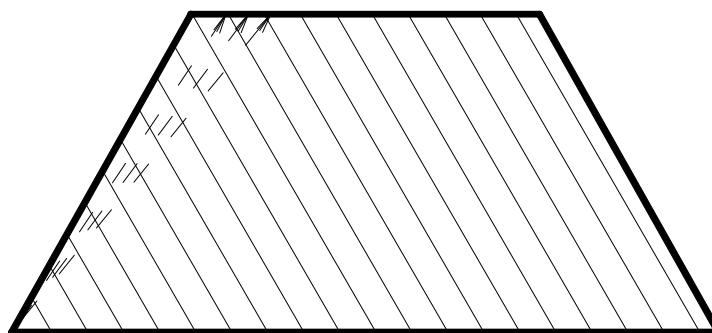
2 TECHNOLOGIE SKLÁDKOVÁNÍ SYPKÝCH MATERIÁLŮ

2.1 Sklárky sypkých hmot

Sklárky sypkých hmot jsou určeny pro havarijní, homogenizační a technologické účely. Vyrovnávají rozdíly mezi dodávkou a spotřebou materiálu, vytváří dostatečné zásoby materiálu pro případ výpadků v dopravě či havárie a předzásobenost pro období zvýšené spotřeby (např. dodávky uhlí v zimním období) a zajišťují plynulý přísun materiálu do výrobního procesu (pro závody s nepřetržitou technologií výroby). Významná je také možnost zprůměrnění fyzikálních a chemických vlastností surovin (homogenizace materiálu).

Homogenizace

Homogenizací se rozumí zakládání materiálu do tenkých vrstev, aby při jeho odběru procházel nabírací orgán pracovního stroje co největším počtem těchto vrstev. Tímto je zaručeno, že každý prvek nabíracího ústrojí obsahuje určité množství materiálu z každé vrstvy.



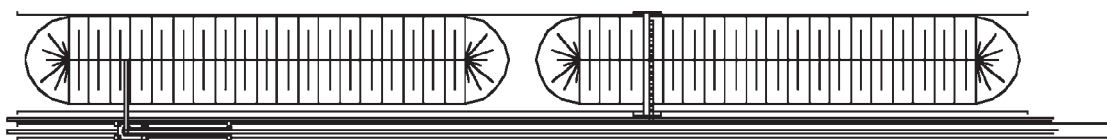
Obr. 2.1 Homogenizační skládka [8]

Zakládání skládek

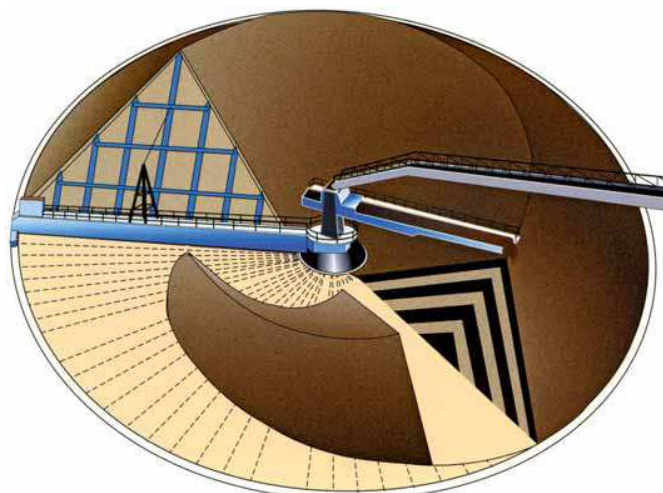
Při výběru metody zakládání je přihlíženo k vlastnostem sypkých hmot, přičemž nasákavost hraje důležitou roli. Při zakládání může nastat granulometrická segregace, tj. hrubá zrna se valí po svahu sklárky dolů k její patě, zatímco často lepivá jemná zrna se sbalují v horní části hromady. Lepivost jemných zrn může vést k problémům při dobývání hromady, kdy se na její čelní straně vytvoří přesah, který se náhle zřítí a vyvolá zahlcení, příp. přetížení naběrače [14].

Způsoby zakládání skládek lze rozdělit následovně:

- a) podle tvaru založené hromady
 - podélné, kde je osa skládky přímá, průřez je trojúhelníkový nebo lichoběžníkový
 - kruhové, kde osou skládky je kružnice



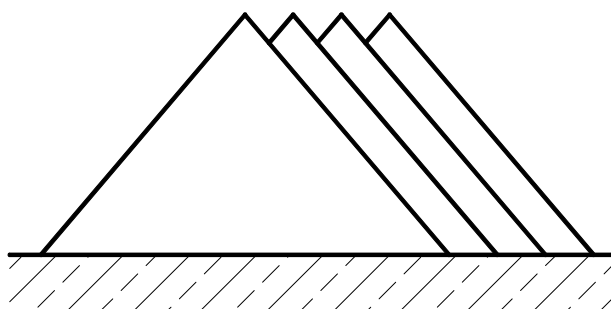
Obr. 2.2 Podélné skládky uspořádané za sebou [16]



Obr. 2.3 Kruhová skládka [16]

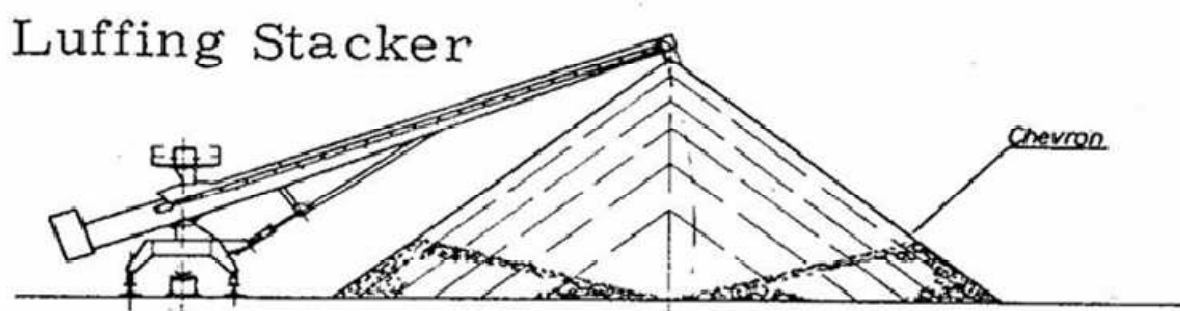
- b) podle průřezu založené hromady
 - trojúhelníkové
 - lichoběžníkové
- c) podle metody zakládání
 - metoda „**Cone-Shell**“ (obr. 2.4) - nejdříve je založena kuželová hromada pod přirozeným sypaným úhlem do plné výšky a k ní jsou postupně přisypávány jednotlivé kuželové vrstvy do plné délky hromady. Zakládání hromad touto metodou je realizováno shazovacím vozem nebo příčným pojízdným pásovým dopravníkem. Zakládací zařízení během vlastního zakládání pojíždějí přerušovaně po kolejišti v časových intervalech, které odpovídají době založení jednotlivých kuželových hromad. U této metody zakládání dochází u materiálů s velkými rozdíly v zrnitosti k segregaci hrubých frakcí

ve spodních a vnějších vrstvách hromady. Z důvodu velké pádové výšky dochází k prašnosti a dodrcování hrubých frakcí materiálu.

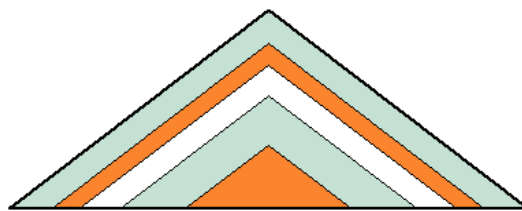


Obr. 2.4 Hromady založené metodou Cone-shell

- metoda „**Chevron**“ (obr. 2.6) - nejprve je na dně skládky vytvořena základní trojúhelníková vrstva, na kterou jsou pod přirozeným sypným úhlem přisypávány oboustranně lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Úhel skládky zůstává teoreticky stejný. Také u této metody je možno k zakládání použít shazovacího vozu nebo podélně pojízdného příčného pásového dopravníku. Zakládací zařízení po celou dobu zakládání plynule pojíždí podél hromady. U shazovacího vozu je možno použít sklopný výložník s dopravním pásem v rozsahu výšky hromady. Tím se sníží pádová výška na minimum a odstraní se důvod dodrcování hrubých frakcí materiálu a prašnost. Rovněž zde dochází k segregaci hrubých frakcí ve vnějších a spodních vrstvách (obr. 2.5). Při volbě vhodného způsobu odběru lze vliv segregace účinně potlačit.

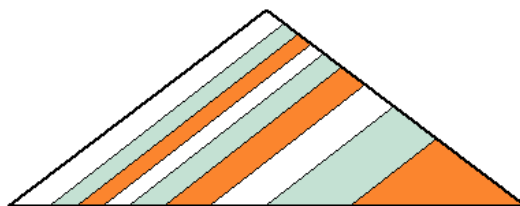


Obr. 2.5 Důsledek granulometrické segregace u zakládání metodou Chevron [14]



Obr. 2.6 Metoda Chevron [16]

- metoda „**Strata**“ (obr. 2.7) - taktéž vychází ze základní trojúhelníkové vrstvy, ke které jsou jednostranně pod přirozeným sypným úhlem po celé délce hromady přispávány lichoběžníkové vrstvy až do plné výšky hromady. Zakládání probíhá zakladačem se shazovacím vozem, který musí mít výložník s dopravním pásem otočný a sklopný. Při zakládání dochází k segregaci hrubých frakcí materiálu ve spodní části vrstev. U této metody je největší počet uložených vrstev a tím je při vhodně zvoleném způsobu odběru vysoká účinnost homogenizace.



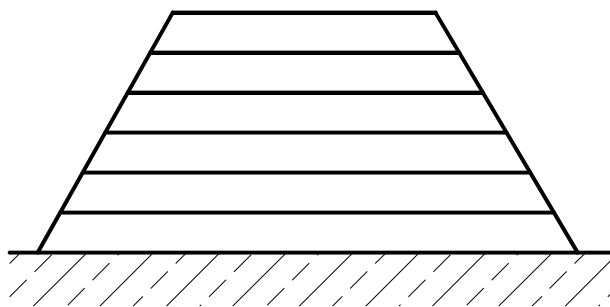
Obr. 2.7 Metoda Strata [16]

- metoda „**Windrow**“ (obr. 2.8) - hromada je po celé délce tvořena několika trojúhelníkovými vrstvami vedle sebe (založených metodou Chevron). Mezi tyto hromady jsou dále pod přirozeným sypným úhlem přispávány kosočtverečné vrstvy až do plné výšky hromady. Zakládání probíhá zakladačem se shazovacím vozem, který po celou dobu zakládání pojíždí podél hromady a jehož výložník s dopravním pásem musí být otočný, často je také sklopný. Při zakládání hromad touto metodou je výrazně potlačena segregace hrubých frakcí a při vhodně zvoleném způsobu odbírání je stupeň homogenizace vysoký.



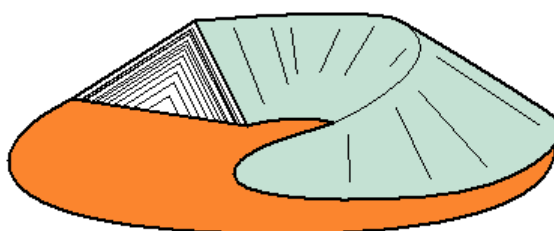
Obr. 2.8 Metoda Windrow [16]

- metoda „**Quincunx**“ (obr. 2.9) - po celé délce je hromada tvořena lichoběžníkovými rovnoběžnými vrstvami zakládány na sebe až do plné výšky hromady. Zakládání je realizováno shazovacím vozem s teleskopickou výsypkou pojíždějící při zakládání plynule nad pásem v konstrukci mostu po celé šířce hromady. U této metody zakládání nedochází k segregaci materiálu, při vhodně zvoleném způsobu odběru je dosahováno vysokého stupně homogenizace.



Obr. 2.9 Metoda Quincunx

- metoda „**Chevcon**“ (obr. 2.10) - zakládání probíhá výložníkem s dopravním pásem otočným o 360 ° a sklopným v rozsahu výšky hromady. Proces zakládání je realizován za stálého otáčení výložníku kolem centrálního sloupu o určitý úhel a během otáčení se rameno výložníku střídavě spouští a zvedá, aby kopírovalo poslední založenou vrstvu přibližně 0,5 m od jejího povrchu. I u této metody dochází k segregaci materiálu, kterou je možno odstranit vhodnou volbou zakládání. Stupeň účinnosti homogenizace je u metody Chevcon vyšší, neboť i při odběru hromady je vyšší počet současně odebíraných vrstev.



Obr. 2.10 Kruhová hromada založená metodou Chevcon [16]

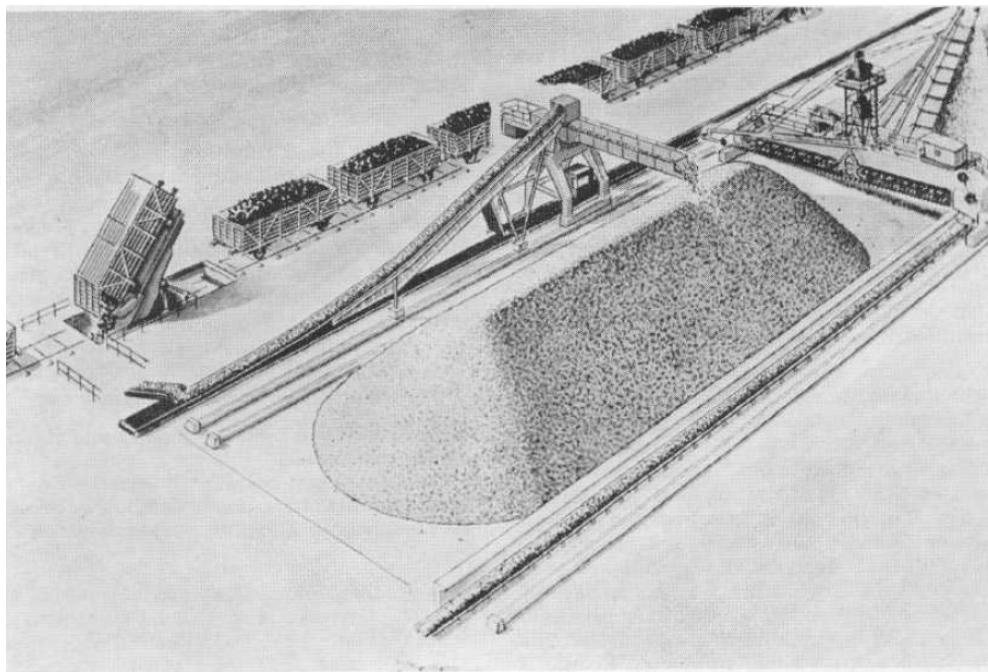
3 SKLÁDKOVÉ STROJE

Skládkové stroje se člení na:

- zakladače
- naběrače a shrnovače

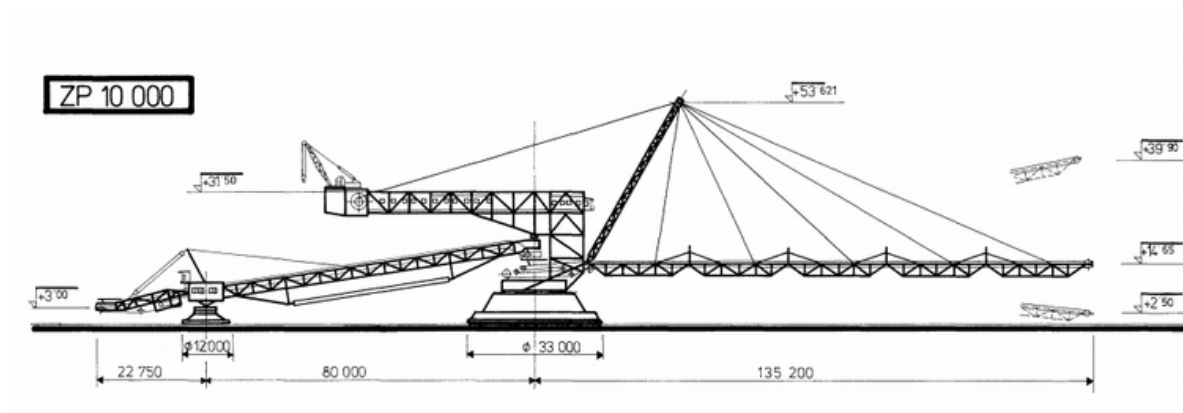
3.1 Zakladače

Zakladače jsou zařízení pro zakládání vytěžené skrývky na skládku. Zakladače se člení na kolejové a pásové. U kolejových zakladačů (obr. 3.1) se skrývka dopravuje vlakovými soupravami složenými z bočně výklopných LH vozů. U zakladače je skrývka vysypávána do koryta, odkud je nabírána a dopravním zařízením dopravována na výložníkový pás a výsypku. Pojezd je realizován jako kolejový, zakládací výložník příhradové konstrukce je zavěšený na ocelové konstrukci zakladače a musí umožňovat zdvihový pohyb. Vlastní nosná konstrukce se dělí na horní otočnou stavbu a spodní stavbu zajišťující přenos veškerého zatížení do kolejového podvozku. Nabírací zařízení je tvořeno korečkovým řetězem s korečky, který je v korytě odváděn přes vratný turas.



Obr. 3.1 Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [14]

Pásové zakladače (obr. 3.2) spolupracují ve spojení s dálkovou pásovou dopravou. Dopravovaný materiál je z pásové dopravy odebírán shazovacím vozem v kterémkoliv místě a předán na spojovací pás zakladače. Dále materiál putuje na výložníkový pás a výsypku. Pro pásový dopravník se používá housenicový, nebo kráčivý podvozek, u podpěrného vozu bývá podvozek dvouhousenicový. Spojovací most propojuje shazovací vůz umožňující odnámání toku těživa z dálkové pásové dopravy se základní stavbou pásového zakladače. Sklon spojovacího mostu vzhledem k vodorovné rovině je přibližně $6^{\circ}30'$. Zakládací výložník sestává z několika dílů a vzhledem ke stavbě zakladače je v pevném, nebo sklopném provedení pomocí kladkostroje a vrátků.



Obr. 3.2 Pásový zakladač ZP 10000 fy. PRODECO [17]

3.2 Shrnovače a naběrače

Dobývání hromad je prováděno shrnovači a naběrači, na které se kladou následující požadavky:

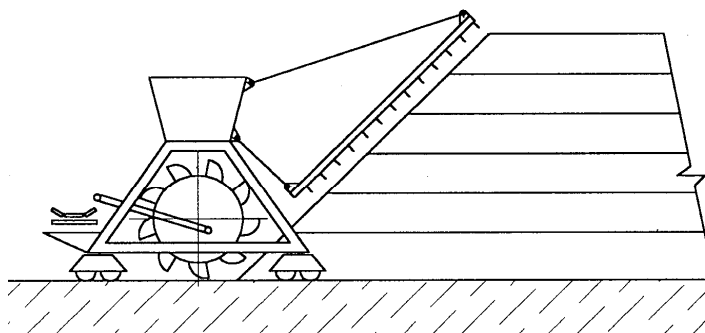
- zaručení vysoké homogenizace při odebírání materiálu ze skládky
- odtěžení dostatečného množství materiálu v krátkém čase
- kontinuální a pokud možno málo kolísavý výstupní tok materiálu [14]

Stroje pro odebírání a odsun sypkých materiálů z tělesa skládky se dělí na:

- naběrače a shrnovače s čelním odběrem
- naběrače a shrnovače s bočním odběrem

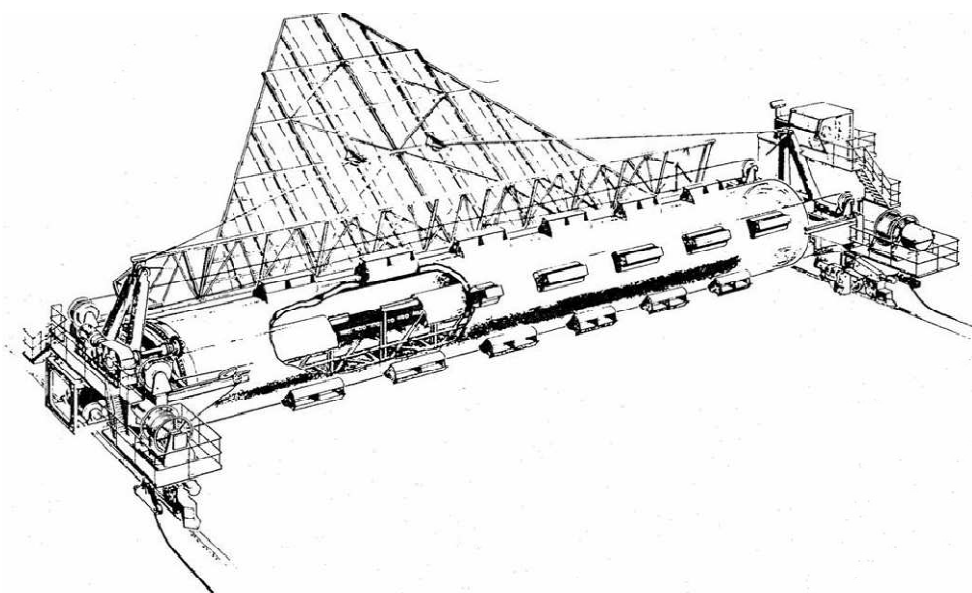
3.2.1 Čelní naběrače a shrnovače

Čelní naběrače a shrnovače jsou produkovány v různých provedeních, lišících se stavbou, pojezdem či dobývacím orgánem. Často je pro nabírání materiálu použito kolesa, které tvoří nabírací orgán čelního a mostového kolesového naběrače (obr. 3.3) a také barelového naběrače. Všechny tyto typy strojů nabírají materiál v patě hromady, kam je dopraven pomocí pohyblivé brány, která je umístěna před kolesy. Mostové naběrače mohou mít na příčném mostě umístěno jedno, nebo i více koles.



Obr. 3.3 Čelní kolesový mostový naběrač

Speciálním typem kolesového naběrače je barelový naběrač (obr. 3.4), jehož dobývací orgán tvoří koleso široké jako pata hromady umístěné na mostě vedoucím napříč hromadou. Barel je na vnější ploše opatřen širokými korečky nabírajícími materiál z paty hromady (kam je shrnutý pohyblivou bránou) a předávajícími jej na dopravní pás vedoucí uvnitř barelu.



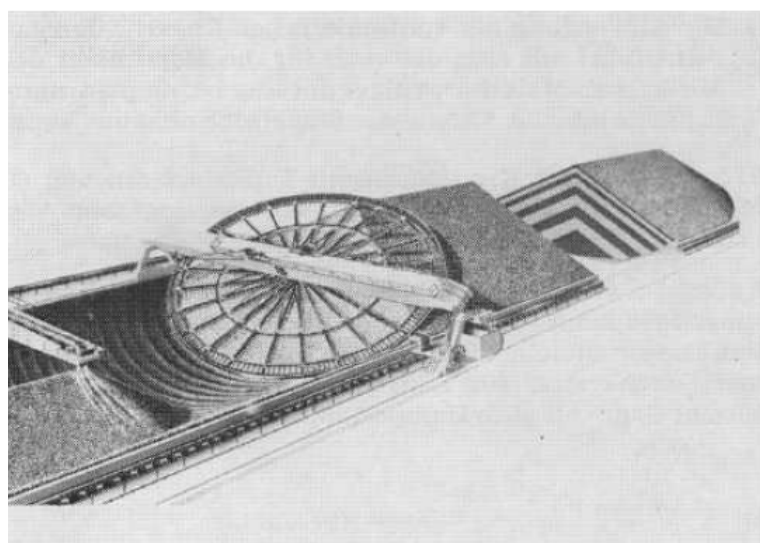
Obr. 3.4 Barelový naběrač [14]

U mostového shrnovače (obr. 3.5) je materiál u paty hromady nabírán hřebly shrnovacího řetězu a příčně po dně skládky dopravován na odsunový dopravní pás umístěný podél hromady. Před shrnovacím řetězem je umístěna brána shrnující materiál z celé čelní plochy hromady. Dále pojíždí plynule celý most v podélném směru, čímž jsou naplňována hřebla hřeblového dopravníku.



Obr. 3.5 Mostový shrnovač [14]

Diskový shrnovač (obr. 3.6) je zařízení, jehož pracovní orgán je tvořen 24 rameny a kruhovým lemem na okraji. Disk koná plynulý rotační pohyb při současném pomalém pojezdu celého stroje. Disková konstrukce je skloněna o úhel shodný se sypným úhlem dopravovaného materiálu. Koná otáčivý pohyb, čímž vynáší materiál k přepadové hraně, kde je umístěn odsunový skládkový dopravník.



Obr. 3.6 Diskový shrnovač pracující na podélné skládce [14]

3.2.2 Boční naběrače a shrnovače

Boční naběrače a shrnovače pracují svými dobývacími orgány kolmo k ose skládky. Odebírání materiálu z hromady probíhá otáčejícím se kolemem či hřebly upevněnými na shrnovacím řetězu. Kolesový výložníkový naběrač (obr. 3.7) se vyznačuje výškově stavitelným výložníkem s otáčejícím se kolemem, které odebírá materiál z horní části hromady a přes výložníkový dopravní pás jej předává na odsunový skládkový dopravník. Odběr materiálu se provádí bočně po jednotlivých lávkách o výšce odpovídající přibližně polovině průměru kola.



Obr. 3.7 Kolesový výložníkový naběrač FAM SR 381.R [18]

Pro další boční naběrače je jako dobývací orgán použit shrnovací řetěz s hřebly. U bočního shrnovače (obr. 3.8) je materiál hřebly shrnován z boku hromady směrem dolů k odsunovému pásu umístěnému u paty hromady po celé délce skládky. Pojezd shrnovače se uskutečňuje po kolejích podél hromady, v krajních polohách je vodič hřeblového řetězu spuštěn do záběru a je odebírána další vrstva při zpětném pojezdu celého stroje.



Obr. 3.8 Boční naběrač FAM [18]

Konstrukčně podobným typem je poloportálový shrnovač (obr. 3.9) lišící se od bočního nosnou konstrukcí vodiče shrnovacího řetězu, která je umístěná na kolejovém podvozku v různé úrovni po obou stranách hromady. Rozpětí poloportálu je úměrné délce vodiče shrnovacího řetězu.



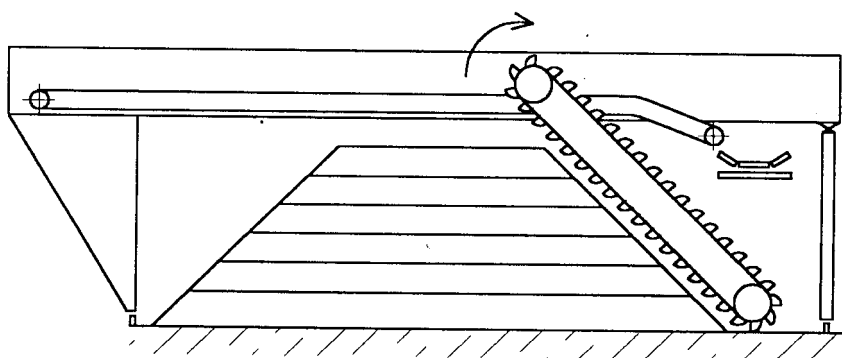
Obr. 3.9 Poloportálový shrnovač FAM [18]

Práce portálového shrnovače (obr. 3.10) je stejná jako u poloportálového, konstrukce se liší uložením pojezdů ve stejné úrovni, u paty hromady. Pro větší šířky hromady je shrnovač vybaven dalším pomocným shrnovacím řetězem umístěným na opačné straně hromady, než je odsunový pás. Jeho úkolem je dopravit materiál ke špičce hlavního shrnovacího řetězu.



Obr. 3.10 Portálový shrnovač FAM [18]

Dalším typem stroje je portálový korečkový naběrač (obr. 3.11) nabírající materiál z hromady korečky a předávající na dopravní pás umístěný v konstrukci mostu, dále putuje materiál na odsunový skládkový pás umístěný podél celé hromady. Pojezd portálu je uskutečňován na kolejovém podvozku, přičemž kolejnice jsou umístěny podél celé hromady.



Obr. 3.11 Portálový korečkový naběrač

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Úkolem konstrukčního řešení je navrhnout a porovnat dvě varianty spoje. První variantou je řešení s normalizovanými šrouby, jejichž velikost je navržena podle velikosti děr v nosném článku a shrnovacím hřebli. Druhá varianta řešení spoje je založena na návrhu speciálně vyráběného šroubu (obr. 4.1).



Obr. 4.1 Model shrnovacího hřebel s tažným řetězem

Zadané parametry:

$$r = 272,799 \text{ [mm]}$$

$$M'_k = 19\,534 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$k_b = 1,5 \text{ [-]}$$

záběrný moment - 15 % až + 25%

kde:

r	[mm]	poloměr turasového kola
M'_k	[N · m]	výstupní krouticí moment z elektropohonu
k_b	[-]	koeficient bezpečnosti

4.1 Výpočet síly působící na hřeblo

$$M_k = F \cdot 2 \cdot r \text{ [N · m]} \quad (1)$$

$$M_k = M'_k \cdot k \cdot 1,25 = 19\,534 \text{ N · m} \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 36\,626,25 \text{ [N · m]} \quad (2)$$

$$F = \frac{M_k}{2 \cdot r} = \frac{36\,626,25 \text{ N · m}}{2 \cdot 273,799 \text{ mm} \cdot 10^{-3}} = 67\,130,47 \text{ [N]} \quad (3)$$

kde:

M_k	[N · m]	krouticí moment
-------	---------	-----------------

4.2 Výpočet sil v jednotlivých šroubech

Síly se určí na základě silového rozboru (obr. 4.2). Působící síla F na hřeblo se rozdělí do dvou složek, tj. na síly působící v ose šroubu a sílu působící v rovině kolmé na osu šroubu. Tuto sílu zachytí u první varianty osazení na nosném plochém článku, u druhé navrhované varianty střížné pouzdro.

Silový rozbor:

$$\sum F_{ix} = 0 \Rightarrow R_x = F \quad (4)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \Rightarrow R_y = F_1 + F_2 + F_3 \quad (5)$$

$$\sum M_{i0} = 0 \Rightarrow F_1 \cdot l_1 + F_2 \cdot l_2 + F_3 \cdot l_3 - F \cdot l = 0 \quad (6)$$

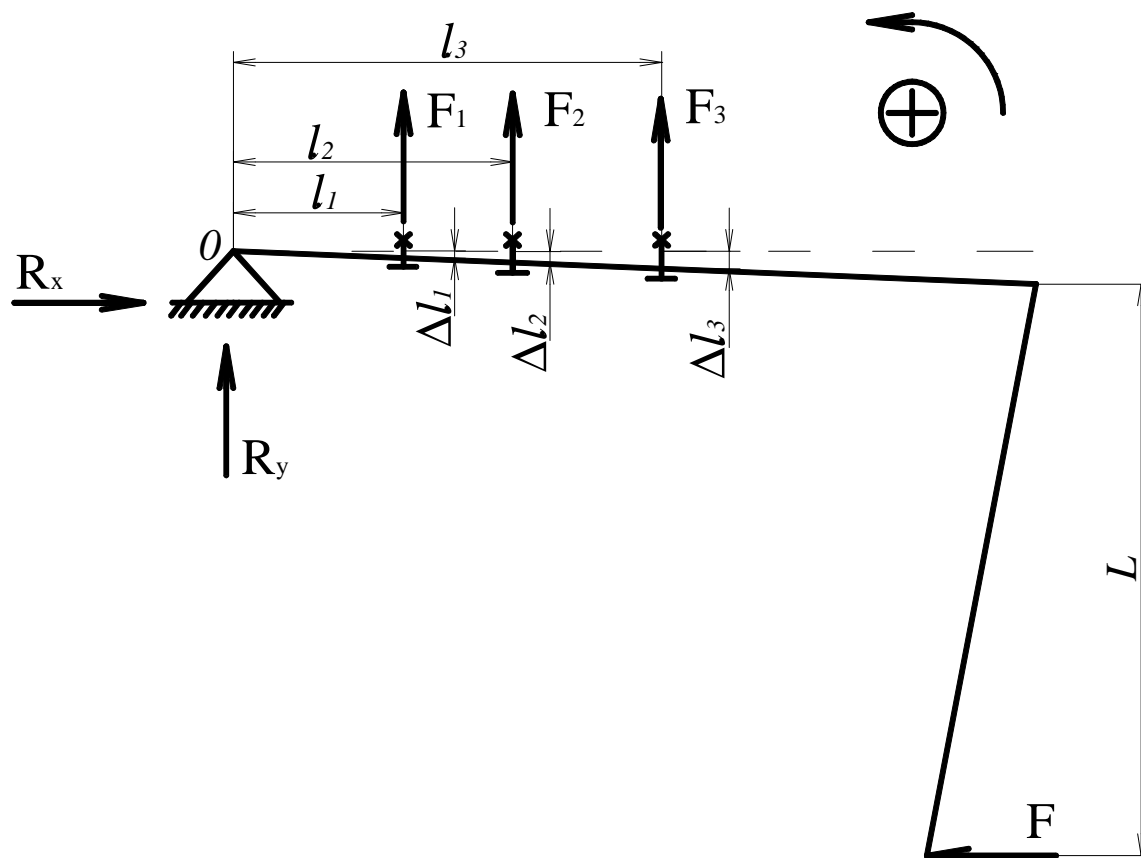
kde jednotlivé vzdálenosti jsou následující:

$$l_1 = 35 \text{ [mm]}$$

$$l_2 = 81 \text{ [mm]}$$

$$l_3 = 95 \text{ [mm]}$$

$$L = 250 \text{ [mm]}$$



Obr. 4.2 Zobrazení sil působících na šrouby a plochý nosný článek

Úloha je staticky neurčitá, proto je nutné stanovit deformační podmínky [13]:

$$\frac{\Delta l_1}{l_1} = \frac{\Delta l_2}{l_2} \quad (7)$$

$$\frac{\Delta l_1}{l_1} = \frac{\Delta l_3}{l_3} \quad (8)$$

kde:

Δl [mm] prodloužení šroubů

Pro tuhost platí vztah:

$$c_s = \frac{F}{\Delta l} \Rightarrow F = \Delta l \cdot c_s \text{ [N]} \quad (9)$$

kde:

c_s [N · mm⁻¹] tuhost šroubu

Poté lze síly působící na jednotlivé šrouby vyjádřit takto:

$$\begin{aligned}
 F_1 &= \Delta l_1 \cdot c_s \quad [N] \\
 F_2 &= \Delta l_2 \cdot c_s = \frac{\Delta l_1}{l_1} \cdot l_2 \cdot c_s = F_1 \cdot \frac{l_2}{l_1} \quad [N] \\
 F_3 &= \Delta l_3 \cdot c_s = \frac{\Delta l_1}{l_1} \cdot l_3 \cdot c_s = F_1 \cdot \frac{l_3}{l_1} \quad [N]
 \end{aligned} \tag{10}$$

Dosazením (10) do (6) a úpravou rovnice lze vyjádřit velikost působících sil na jednotlivé šrouby:

$$\begin{aligned}
 F_1 \cdot l_1 + F_1 \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot l_2 + F_1 \cdot \frac{l_3}{l_1} \cdot l_3 &= F \cdot L \\
 F_1 \cdot \left(l_1 + \frac{l_2}{l_1} \cdot l_2 + \frac{l_3}{l_1} \cdot l_3 \right) &= F \cdot L \\
 F_1 &= \frac{F \cdot L}{\left(l_1 + \frac{l_2}{l_1} \cdot l_2 + \frac{l_3}{l_1} \cdot l_3 \right)} = \frac{33\,565,24 \text{ N} \cdot 250 \text{ mm}}{\left(35 \text{ mm} + \frac{81 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} \cdot 81 \text{ mm} + \frac{95 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} \cdot 95 \text{ mm} \right)} \\
 F_1 &= 17\,470,454 \text{ [N]} \\
 F_2 &= F_1 \cdot \frac{l_2}{l_1} = 17\,470,45 \text{ N} \cdot \frac{81 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 40\,431,622 \text{ [N]} \\
 F_3 &= F_1 \cdot \frac{l_3}{l_1} = 17\,470,45 \text{ N} \cdot \frac{95 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 47\,419,804 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

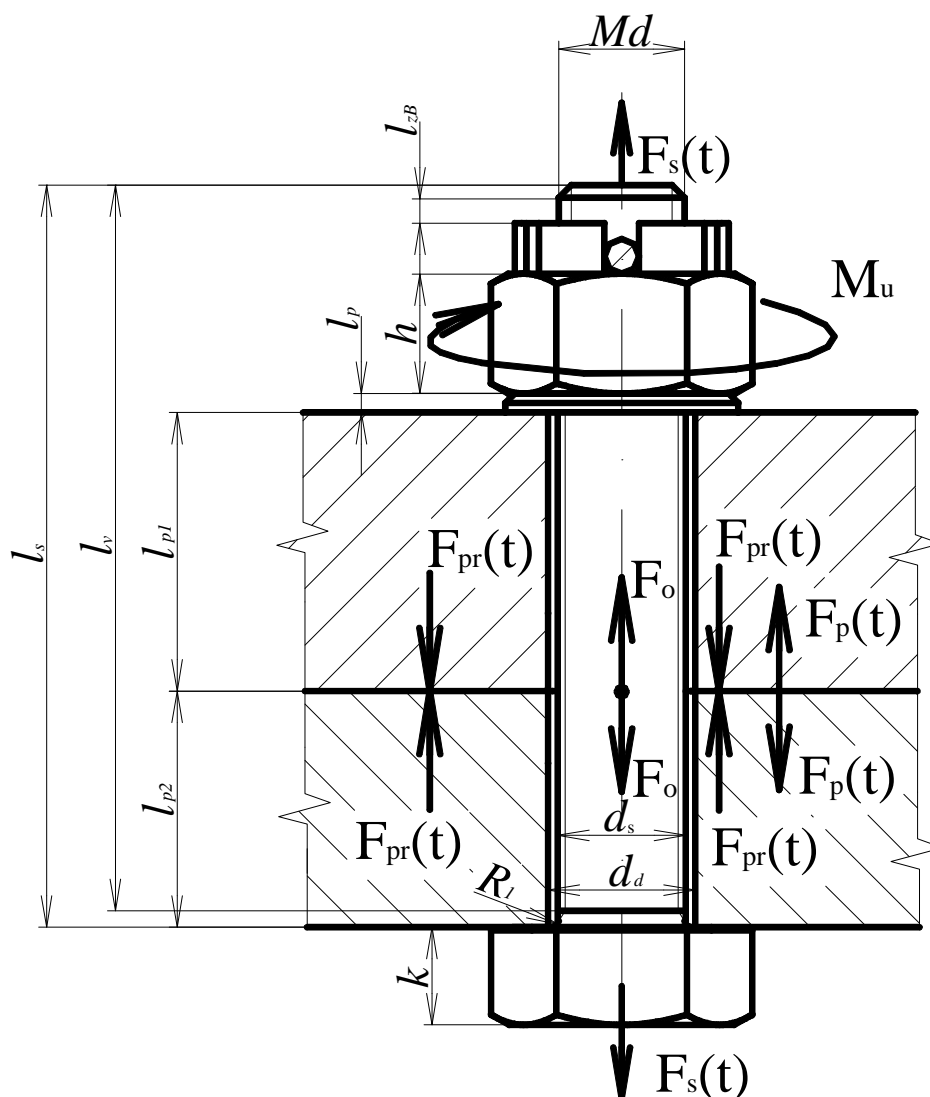
Největší působící síla F_3 je použita v dalším výpočtu, tj. $F_3 = F_p$.

4.3 Rozbor zatížení šroubů

Spojovací šrouby shrnovacího hřeblo jsou v provozu zatěžovány (obr. 4.3):

- stálým krouticím momentem M_{KM} od utažení matice při montáži
- konstantní tahovou předepjatou silou F_o vzniklou v důsledku utažení matice
- provozní dynamickou silou $F_p(t)$ mýjivého charakteru od dynamické síly působící na hřeblo

Při provozu účinkem provozní síly působí v ose šroubu tahová dynamická síla $F_s(t)$ a příruby jsou stlačovány dynamickou silou $F_{pr}(t)$.



Obr. 4.3 Síly a momenty působící na šroub spolu s příslušnými rozměry

4.4 Šroubový spoj s normalizovaným šroubem

Pro první navrhovanou variantu (s normalizovaným šroubem) je volena velikost šroubu s ohledem na minimální změny v průměrech děr v nosném článku a hřebí. Podle průměru díry v přírubách je zvolen ŠROUB M20 x 70 ISO 4017 – 8.8. Mechanické vlastnosti pro šroub pevnostní třídy 8.8 jsou uvedeny v tab. 4.1.

Pro šroub M20 x 70 ISO 4017 – 8.8 tedy platí:

$$R_e = 660 \text{ [MPa]}$$

$$R_m = 830 \text{ [MPa]}$$

Tab. 4.1 Mechanické vlastnosti šroubů [1]

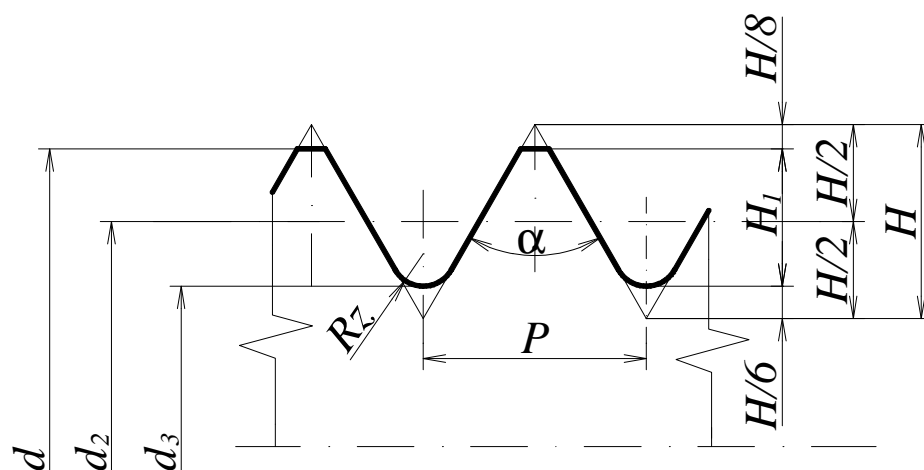
Mechanické vlastnosti		Pevnostní třída										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 ¹⁾	8.8 ²⁾	9.8 ³⁾	10.9	12.9
Pevnost v tahu <i>R_m</i> [MPa]	jmen	300	400		500		600	800		800	1000	1200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Mez kluzu <i>R_e</i> [MPa]	min	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-
Mez kluzu <i>R_{p0,2}</i> [MPa]	min	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1100
Tažnost v [%]	min	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8
Tvrdost Brinell BV	min	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max	238						304	318	342	361	414
1) platí pro šrouby s d ≤ 16 [mm]												
2) platí pro šrouby s d > 16 [mm]												
3) platí pro šrouby s d ≤ 16 [mm]												

4.4.1 Stanovení rozměru šroubu

Parametry závitu M20 jsou znázorněny na obr. 4.4 a uvedeny v tab. 4.2.

Tab. 4.2 Parametry závitu M20 [10]

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr (jmenovitý rozměr) závitu	d	20	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	18,376	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	16,933	[mm]
Rozteč	P	2,5	[mm]
Stoupání	P_h	2,5	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	H	2,165	[mm]
Výška závitu	H_1	1,534	[mm]
Poloměr zaoblení dna závitu	R_z	0,361	[mm]



Obr. 4.4 Parametry metrického závitu

Pro poloměr zaoblení dna závitu platí vztah:

$$R_z = 0,144337561 \cdot P \text{ [mm]} \quad [5] \quad (11)$$

Výška základního trojúhelníku ISO je dána vztahem:

$$H = 0,866025404 \cdot P \text{ [mm]} \quad [5] \quad (12)$$

4.4.2 Stanovení dalších rozměrů spoje

Rozměry šroubu jsou voleny dle normy ISO 4017 [9].

Tab. 4.3 Ostatní rozměry spoje

Veličina	Označení	Velikost [mm]
Výška matice	h	16
Výška hlavy šroubu	k	12,5
Rozměr klíče	s_K	30
Délka závitu	l_z	65
Délka šroubu	l_s	70
Poloměr zaoblení přechodu mezi hlavou a dříkem	R_l	1
Průměr osazení hlavy šroubu	d_w	28,50
Šířka osazení hlavy šroubu	c	0,5
Průměr díry	d_d	22
Tloušťka příruby nosného článku	l_{p1}	14
Tloušťka příruby hřebľa	l_{p2}	22
Tloušťka podložky DIN 1440	l_p	4

4.4.3 Výpočet sil působících na šroub

Nebezpečnou silou je proměnná síla v ose šroubu F_s , jejíž velikost závisí na tuhosti šroubů a přírub. O tom, jakým způsobem se provozní zatěžující síla rozdělí do šroubu a přírub, rozhoduje poměr jejich tuhostí.

Výpočet tuhosti v tahu šroubu

Každé provedení spojovacího šroubu je charakteristické proměnlivým průřezem (jiný je v části bez závitu a jiný je v závitové části), musí se proto vycházet z celkového prodloužení šroubu, které je dáno součtem dílčích prodloužení:

$$\Delta l_s = \Delta l_{s1} + \Delta l_{s2} + \Delta l_{s3} \quad (13)$$

$$\Delta l_s = \frac{F_s}{c_s} \text{ [mm]} \quad (14)$$

kde:

Δl_s [mm]	prodloužení šroubu
Δl_{s1} [mm]	prodloužení v hlavě šroubu
Δl_{s2} [mm]	prodloužení v závitové části šroubu
Δl_{s3} [mm]	prodloužení v oblasti matice
F_s [N]	tahová dynamická síla ve šroubu
c_s [N · mm ⁻¹]	tuhost šroubu

Uvažuje se přitom vliv stlačení matice na deformaci šroubu tím, že se počítá se závitovou částí šroubu s průměrem d_2 delší o polovinu výšky matice a vliv deformace hlavy šroubu tím, že se počítá s dříkem šroubu s průměrem d delším o 2/3 výšky hlavy šroubu [5] (obr. 4.5).

Dosazením (14) do (13) se dostane následující vztah:

$$\frac{F_s}{c_s} = \frac{F_{s1}}{c_{s1}} + \frac{F_{s2}}{c_{s2}} + \frac{F_{s3}}{c_{s3}} \quad (15)$$

přičemž platí:

$$F_s = F_{s1} = F_{s2} = F_{s3}$$

tuhost šroubu lze vyjádřit vztahem:

$$c_s = \frac{E_s \cdot S_s}{l_{s\,def}} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (16)$$

kde:

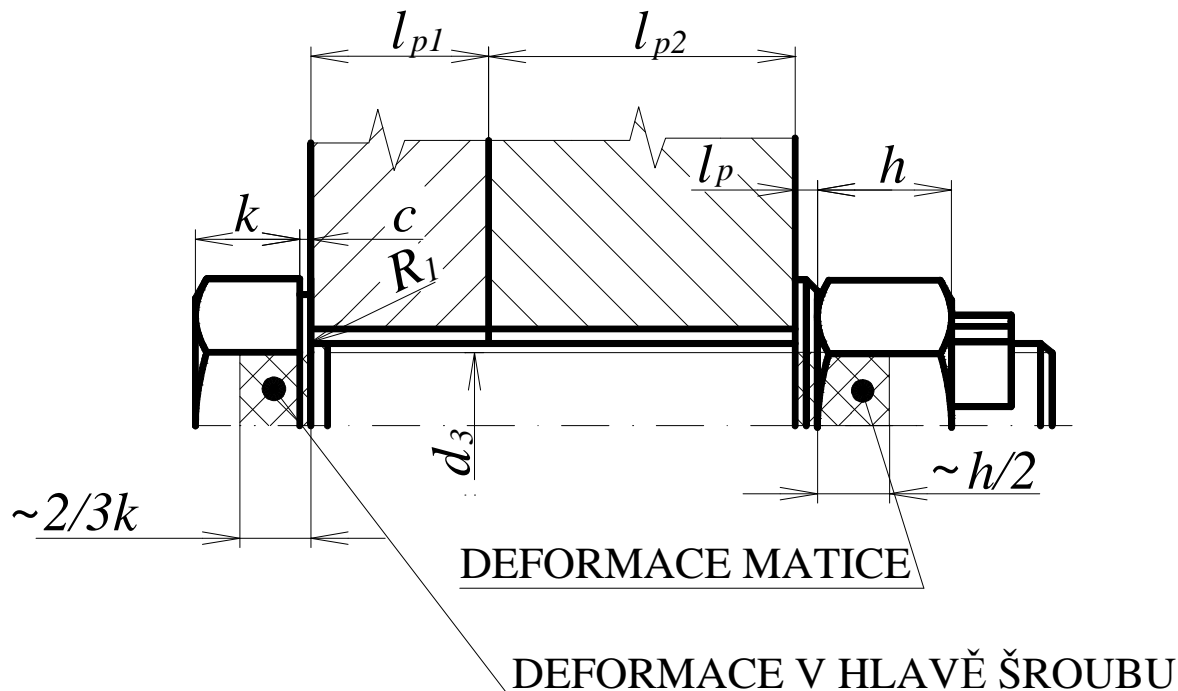
E_s [MPa] modul pružnosti v tahu materiálu šroubu

S_s [mm²] deformovaný průřez šroubu

$l_{s\,def}$ [mm] délka deformovaných částí šroubu

Reálný šroub nemá po celé délce konstantní průřez, je složen z několika částí konstantního průřezu. Převrácená hodnota výsledné tuhosti c_s je určena sériovým řazením jednotlivých tuhostí c_i [5].

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{l_{s1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_{s2}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{l_{s3}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \right) [mm \cdot N^{-1}] \quad (17)$$



Obr. 4.5 Znáznornění šroubového spoje pro výpočet tuhosti šroubu [5]

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot (k + c)}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_{p1} + l_{p2} + l_p}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} + \frac{\frac{h}{2}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \right) [mm \cdot N^{-1}]$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{210\,000\,MPa} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot (12,5 + 0,5)\,mm}{\frac{\pi \cdot (20\,mm)^2}{4}} + \frac{(14 + 22 + 4)\,mm}{\frac{\pi \cdot (16,933\,mm)^2}{4}} + \frac{\frac{16\,mm}{2}}{\frac{\pi \cdot (18,376\,mm)^2}{4}} \right)$$

$$\frac{1}{c_s} = 1,121 \cdot 10^{-6} [mm \cdot N^{-1}]$$

$$c_s = 892\,190,423 [N \cdot mm^{-1}]$$

Výpočet tuhosti v tlaku přírub

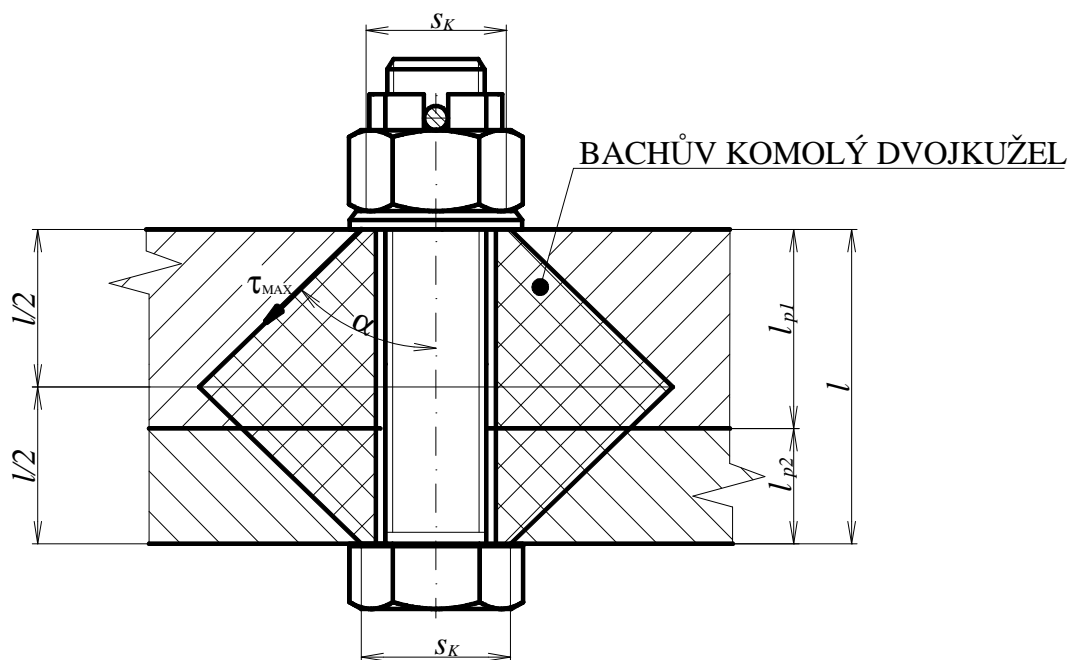
Při výpočtu tuhosti přírub se neuvažuje podložka ani osazení pod hlavou šroubu. Za předpokladu lineárního průběhu deformací přírub platí analogicky ke šroubu pro tuhost přírub vztah

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l} [N \cdot mm^{-1}] \quad (18)$$

kde:

E_{pr} [MPa]	modul pružnosti v tahu materiálu přírub
S_{pr} [mm ²]	deformovaný průřez přírub
l [mm]	deformovaná délka přírub

Příruby se deformují jen v určité oblasti pod maticí a hlavou šroubu, kde působí tlak ze stažení přírub předepjatou silou F_0 . Podle Bacha se tlak působící na spojované části šíří pod úhlem 45 stupňů, tj. vytváří tzv. komolý tlakový dvojkužel (obr. 4.6). Pro jednoznačné určení průřezu přírub S_{pr} Bachův komolý dvojkužel nelze použít.



Obr. 4.6 Bachův komolý dvojkužel pro výpočet tuhosti přírub [5]

Pro zjednodušení se redukuje Bachův komolý dvojkužel na trubku konstantního průřezu (tzv. Rötischerův válec), která má stejné deformační vlastnosti (obr. 4.7). Redukovaná trubka se deformuje stejně jako příruby a ve výpočtu tuhosti přírub c_{pr} se uvažuje:

$$S_{pr} = S_{red} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{red}^2 - D_d^2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (19)$$

$$D_{red} = s_K + \frac{l}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ [mm]} \quad (20)$$

kde:

D_d [mm] průměr díry v přírubách

D_{red} [mm] vnější redukováný průřez náhradní trubky

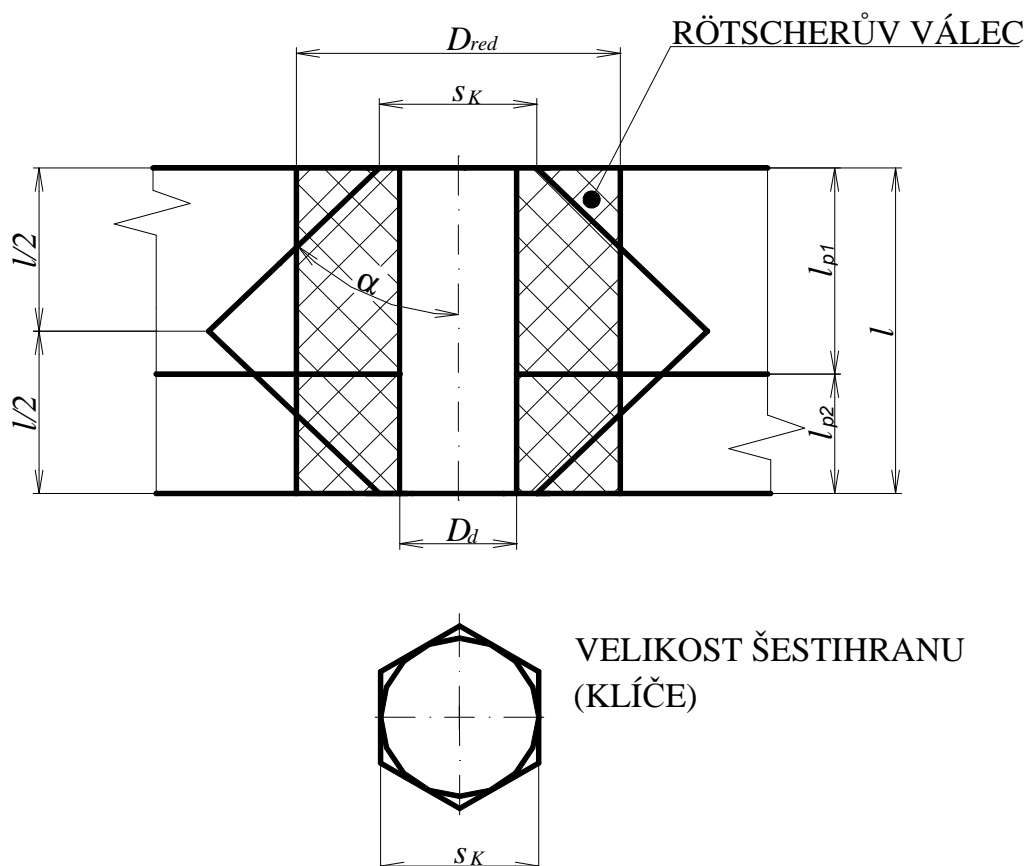
s_K [mm] velikost kontaktní plochy příruby a hlavy či matice šroubu (rovná se velikosti utahovacího klíče), tab. 4.3

α [°] úhel svírající směr τ_{max} vůči hlavnímu napětí, $\alpha = 45^\circ$ [2]

$$D_{red} = 30 \text{ mm} + \frac{(14 + 22) \text{ mm}}{2} \cdot \operatorname{tg} 45^\circ = 48 \text{ [mm]}$$

$$S_{pr} = \frac{\pi}{4} \cdot ((48 \text{ mm})^2 - (22 \text{ mm})^2) = 1\,429,425 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$c_{pr} = \frac{210\,000 \text{ MPa} \cdot 1\,429,425 \text{ mm}^2}{(14 + 22) \text{ mm}} = 8\,338\,310,501 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]}$$



Obr. 4.7 Röttscherův válec pro výpočet tuhosti přírub [3]

Z důvodu dynamického namáhání šroubu je zapotřebí, aby $c_{pr} > c_s$. Čím větší je poměr c_{pr}/c_s , tím menší bude amplituda dynamického namáhání šroubu. Zpravidla je nutné splnit podmínku:

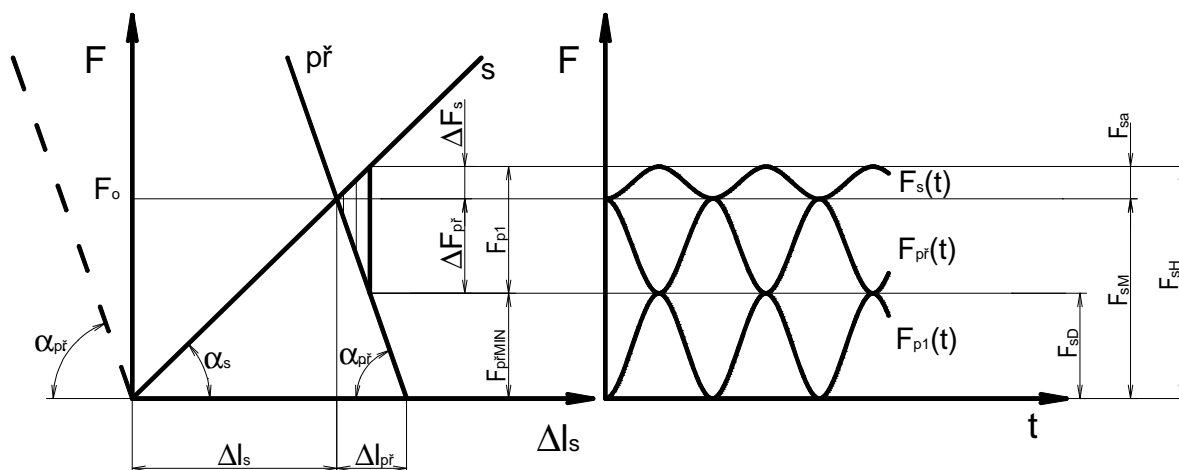
$$\frac{c_{pr}}{c_s} \geq 9 [-]$$

$$\frac{c_{pr}}{c_s} = \frac{8\,338\,310,501 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}{892\,190,423 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 9,346 [-]$$

Poměr tuhostí přírub a šroubu vyhovuje předepsané hodnotě.

Výpočet dynamické tahové síly působící v ose šroubu

Provozní síla F_p působí ve směru osy šroubu. Zmenšuje tím stlačení přírub a zvětšuje tah ve šroubu dosažený utažením matice při montáži. Silové poměry ve spoji při provozu se znázorňují pomocí diagramu předepjatého spoje (obr. 4.8).



Obr. 4.8 Silový diagram předepjatého šroubového spoje

Velikost předpětí se určí na základě požadavku, aby zbytková síla F_{prMIN} mezi spojovanými částmi neklesla pod určitou hodnotu vztaženou k maximální velikosti provozní síly F_p . Aby při působení provozní síly F_p na spoj nedošlo k uvolnění spojovaných částí, musí být F_{prMIN} větší než 0. Zbytková síla ve spoji F_{prMIN} se zpravidla volí vzhledem k provozní síle F_p podle vztahu:

$$F_{prMIN} = \psi \cdot F_p [N] \quad (21)$$

kde:

ψ [-] součinitel těsnosti spoje, $\psi = (0,3 \div 1,3)[-]$, volím $\psi = 0,3 [-]$

$$F_{prMIN} = 0,3 \cdot 47\,419,804\,N = 14\,225,941\,N$$

Hodnota se volí se zřetelem k náhodné přetížitelnosti spoje, spoj se může teoreticky přetížit nejvýše tak, že $F_p = 0$.

velikost předpětí je poté :

$$F_{SD} = F_0 = F_{prMIN} + \Delta F_{pr} = F_{prMIN} + F_p \cdot \frac{c_{pr}}{c_{pr} + c_s} = F_p \cdot \left(\psi + \frac{c_{pr}}{c_{pr} + c_s} \right) [N] \quad (22)$$

$$F_{SD} = 47\,419,804\,N \cdot \left(0,3 + \frac{8\,338\,310,501\,N \cdot mm^{-1}}{(8\,338\,310,501 + 892\,190,423)\,N \cdot mm^{-1}} \right) [N]$$

$$F_{SD} = 57\,062,300\,N$$

kde:

F_{sD} [N] dolní složka dynamické tahové síly

přírůstek síly ve šroubu ΔF_s :

$$\Delta F_s = F_p \cdot \frac{c_s}{c_s + c_{př}} \text{ [N]} \quad (23)$$

$$\Delta F_s = 47\,419,804 \text{ N} \cdot \frac{892\,190,423 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}}{(892\,190,423 + 8\,338\,310,501) \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}} = 4\,583,445 \text{ [N]}$$

horní složka síly F_{sH} :

$$F_{sH} = F_{sD} + \Delta F_s \text{ [N]} \quad (24)$$

$$F_{sH} = 57\,062,300 \text{ N} + 4\,583,445 \text{ N} = 61\,645,745 \text{ [N]}$$

amplitudová složka síly F_{sa} :

$$F_{sa} = F_{sH} - F_{sM} = \frac{\Delta F_s}{2} \text{ [N]} \quad (25)$$

$$F_{sa} = \frac{4\,583,445 \text{ N}}{2} = 2\,291,723 \text{ [N]}$$

střední složka síly F_{sM} :

$$F_{sM} = F_{sD} + F_{sa} \text{ [N]} \quad (26)$$

$$F_{sM} = 57\,062,300 \text{ N} + 2\,291,723 \text{ N} = 59\,354,023 \text{ [N]}$$

Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu F_z

Síla vzniká v důsledku utažení matice a je konstantní.

$$F_z = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \text{ [N]} \quad (27)$$

kde:

ψ [°] úhel stoupání závitu

φ' [°] redukovaný třecí úhel

pro úhel stoupání závitu platí vztah:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} [-] \quad (28)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2,5 \text{ mm}}{\pi \cdot 18,376 \text{ mm}} = 4,331 \cdot 10^{-2} [-] \Rightarrow \psi = 2,48 [^{\circ}]$$

kde:

P_h [mm] stoupání závitu, v tomto případě $P = P_h$

pro redukovaný třecí úhel platí:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos(\alpha/2)} [-] \quad (29)$$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{0,17}{\cos(60^{\circ}/2)} [-] = 0,196 \Rightarrow \varphi' = 11,11 [^{\circ}]$$

kde:

α [°] úhel profilu, pro metrický závit platí $\alpha = 60 [^{\circ}]$

f_z [-] součinitel smykového tření na závitu, $f_z = 0,17 [-]$

$$F_z = 57\,062,300 \cdot \operatorname{tg}(2,48 + 11,11) = 13\,789,592 \text{ [N]}$$

U šroubového spoje vystaveného v provozu proměnlivému zatížení, kde síla ve šroubu se zmenší nejvýše na velikost předpětí, vzniká dostatečné tření v závitu i ostatních stykových plochách matice, takže k samovolnému uvolnění rozšroubováním nemůže dojít. Při montáži spoje je nutno dosáhnout optimálního a dostatečného předpětí spoje silou F_0 , která zaručí spolehlivý přenos provozní síly F_p ; sevřené části musí zůstat při akci síly F_p stlačeny. Při utahování matice (hlavy šroubu) musí být momentový klíč nebo utahovák nastaven na celkový utahovací moment M_u [6].

$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} \quad (30)$$

$$M_{TZ} = F_z \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} \quad (31)$$

kde:

M_u [N·m] utahovací moment matice

M_{TZ} [N·m] třecí moment v závitech

$$M_{TZ} = 13\,789,592 \text{ N} \cdot \frac{18,376 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2} \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$M_{TZ} = 126,699 [N \cdot m]$$

$$M_{TM} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_{TM}}{2} = F_0 \cdot f_M \cdot \frac{D_d + s_K}{4} \quad (32)$$

kde:

M_{TM} [N·m] třecí moment pod hlavou šroubu a maticí

f_M [-] součinitel smykového tření v kontaktu matice a podložky, $f_M = 0,17$ [1]

$$M_{TM} = 57\,062,300 \text{ N} \cdot 0,17 \cdot \frac{(22 + 30) \cdot 10^{-3} \text{ m}}{4} [N \cdot m]$$

$$M_{TM} = 126,108 [N \cdot m]$$

$$M_u = (126,699 + 126,108) \text{ N} \cdot \text{m} = 252,807 [N \cdot m]$$

4.4.4 Kritické namáhání šroubu

Dynamické namáhání šroubu v tahu

Způsobuje jej dynamická síla ve šroubu $F_s(t)$. Je větší než namáhání v krutu a může být po určité době iniciátorem nenadálého únavového lomu šroubu.

Na součásti se vytipují kritická místa, to které má největší napětí se podrobí pevnostní kontrole vyjádřené potřebnou velikostí dynamické bezpečnosti. Kritické místo se vytipuje podle následujících předpokladů:

- vrubový účinek
- nejmenší průřez
- největší zatížení

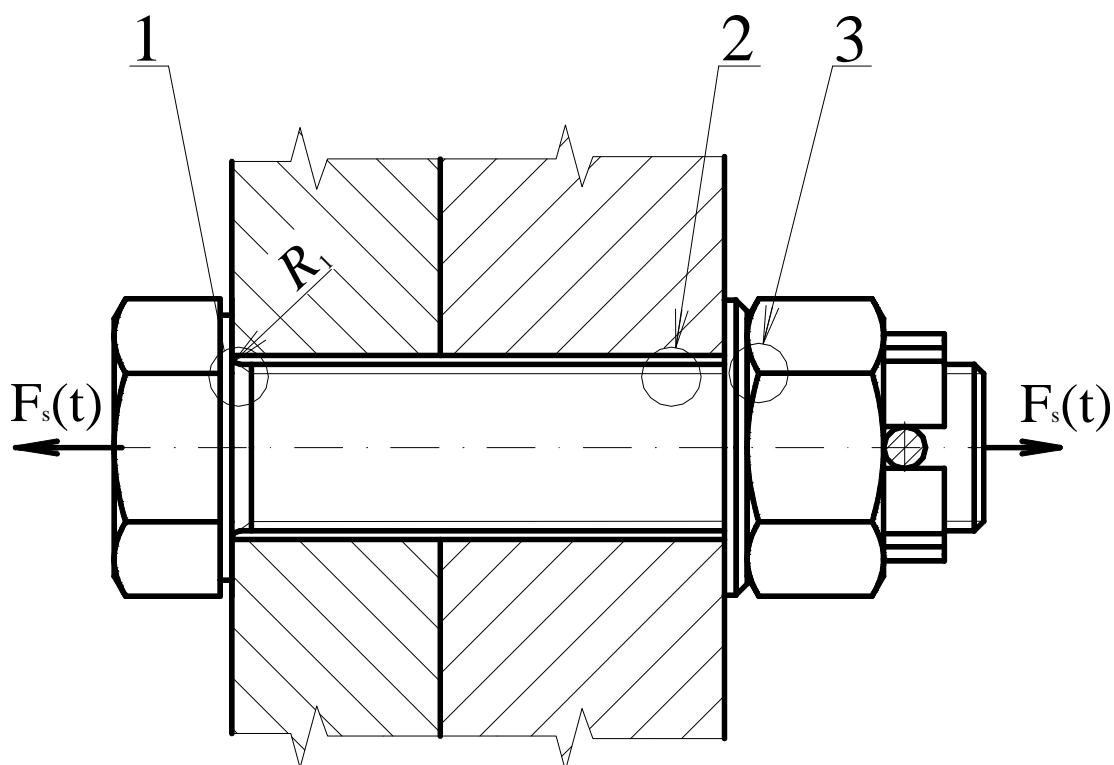
O kritickém místě rozhoduje vrubový účinek (projevuje se lokální koncentrací napětí)

Účinky vrubu:

- zvyšuje v daném místě lokálně napětí
- snižuje mez únavy

Kritická místa navrhovaného šroubového spoje (obr. 4.9)

1. Zaoblený přechod hladkého dříku do hlavy šroubu
2. Zaoblené dno zatíženého závitu M_d šroubu mimo matici
3. Zaoblené dno závitu M_d šroubu v místě prvního závitu matice



Obr. 4.9 Označení kritických míst šroubového spoje

Poněvadž o kritickém místě na tomto šroubu rozhoduje velikost kritického účinku (konstrukčního vrubu), vyhodnocují se 3 vytipované vruby součinitelem β_σ (součinitelem vrubu). Kde je součinitel vrubu β_σ největší, tam se nachází kritické místo.

Zaoblený přechod hladkého dřívku do hlavy šroubu

Při dynamickém zatížení je třeba modifikovat teoretický součinitel koncentrace napětí „citlivostí“ materiálu vůči konstrukčnímu vrubu. Byl zaveden skutečný součinitel koncentrace napětí pod názvem vrubový součinitel β_σ .

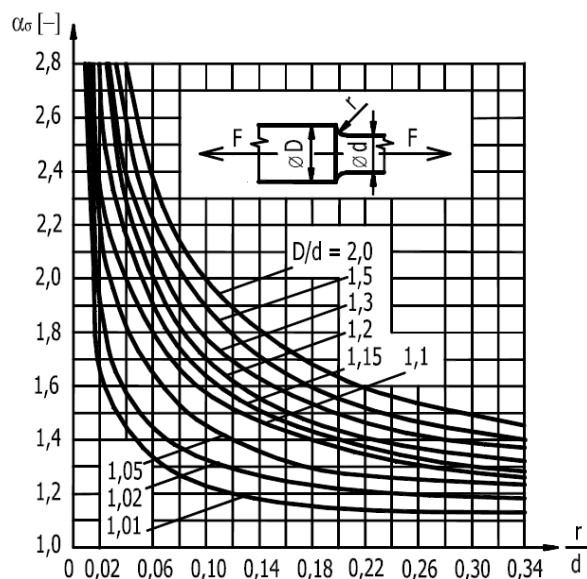
Výpočet dle Neubergera (pomocí fiktivního poloměru vrubu)

$$\beta_{\sigma 1} = \alpha_{\sigma 1} \cdot \sqrt{\frac{R_1}{R_{1F}}} \quad [-] \quad (33)$$

kde:

$\alpha_{\sigma 1}$	[-]	součinitel koncentrace napětí (obr. 4.10)
$r = R_1$	[mm]	poloměr zaoblení přechodu mezi hlavou a dřívkem, $r = 1$ [mm]
$D = s_K$	[mm]	rozměr klíče, $s_K = 30$ [mm]
d	[mm]	velký průměr závitu šroubu, $d = 20$ [mm]

$$\frac{D}{d} = 1,5 [-]; \frac{r}{d} = 0,05 [-] \Rightarrow \alpha_{\sigma 1} = 2,3 [-] \text{ (obr. 4.10)}$$

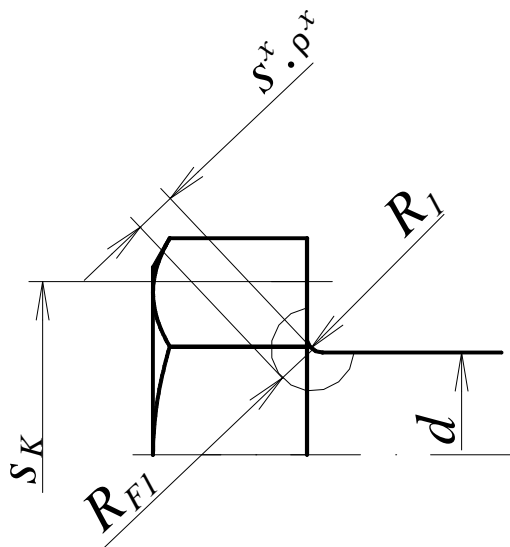


Obr. 4.10 Graf součinitele koncentrace napětí pro osazení a tahové namáhání [15]

$$R_{1F} = R_1 + s^x \cdot \rho^x \text{ [mm]} \quad (34)$$

kde:

R_{1F} [mm] fiktivní poloměr vrubu (obr. 4.11)



Obr. 4.11 Znázornění fiktivního poloměru vrubu

$$s^x = \frac{2 - \nu}{1 - \nu} [-] \quad (35)$$

kde:

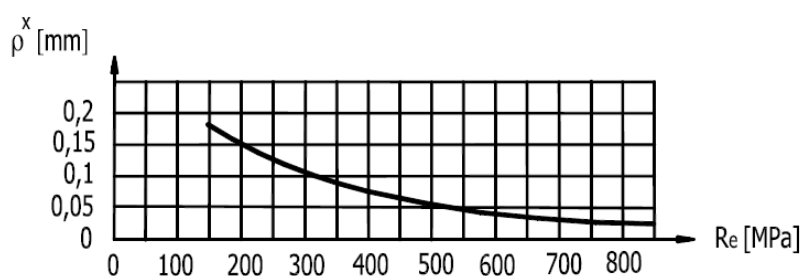
s^x [-] součinitel pevnostní hypotézy podle Guesta

ν [-] Poissonova konstanta, $\nu = 0,3$

ρ^x [-] materiálová konstanta vyjadřující velikost zrna (obr. 4.12)

$$s^x = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429 [-]$$

z obr. 4.12 vyplývá pro $R_e = 660$ [MPa] $\rho^x = 0,04$ [-]



Obr. 4.12 Graf závislosti materiálové konstanty ρ^x na mezi kluzu R_e [15]

$$\rho^x = 0,04 [-]$$

$$R_{1F} = 1 \text{ mm} + 2,429 \cdot 0,04 = 1,097 \text{ [mm]}$$

$$\beta_{\sigma 1} = 2,3 \cdot \sqrt{\frac{1 \text{ mm}}{1,097 \text{ mm}}} = 2,196 [-]$$

Zaoblené dno zatíženého závitu Md šroubu mimo matici

Závit představuje řadu po sobě následujících vrubů, což znamená, že součinitel koncentrace napětí α_σ je zde nižší než u jediného vrubu stejného tvaru, neboť sousední vruby snižují místní zakřivení silových čar tahového napětí.

$$\beta_{\sigma 2} = \alpha_{\sigma 2} \cdot \sqrt{\frac{R_z}{R_{zF}}} [-] \quad (36)$$

$$R_{zF} = R_z + s^x \cdot \rho^x \text{ [mm]} \quad (37)$$

Pro poloměr zaoblení závitu (11) pro metrický závit platí:

$$R_z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 2,5 \text{ mm} = 0,361 \text{ [mm]}$$

$$s^x = 2,43 [-]$$

$$\rho^x = 0,04 [-]$$

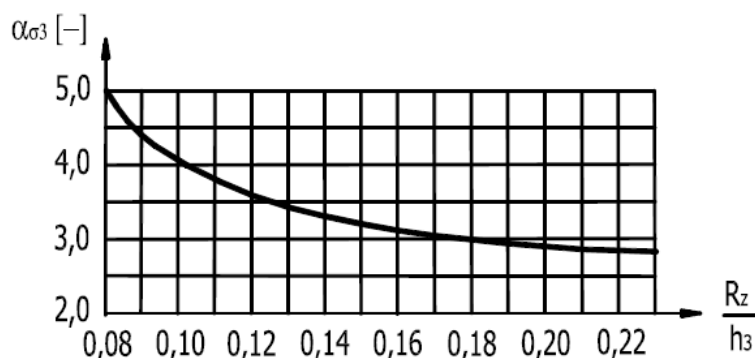
$$R_{zF} = 0,361 \text{ mm} + 2,43 \cdot 0,04 = 0,458 \text{ [mm]}$$

$$\frac{R_z}{H_1} = \frac{0,361 \text{ mm}}{1,534 \text{ mm}} = 0,235 [-] \Rightarrow \alpha_{\sigma 2} = 2,7 [-] \text{ (obr. 4.13)}$$

kde:

R_z [mm] poloměr zaoblení dna závitu

$$\beta_{\sigma 2} = 2,7 \cdot \sqrt{\frac{0,361 \text{ mm}}{0,458 \text{ mm}}} = 2,397 [-]$$



Obr. 4.13 Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu a tahové namáhání [15]

Zaoblené dno závitu Md šroubu v místě prvního závitu matice

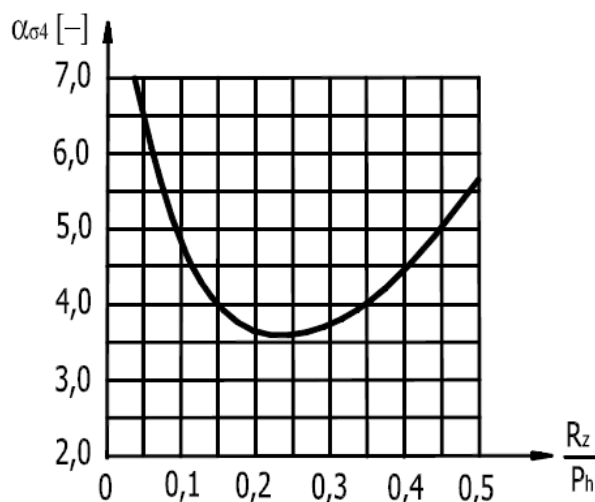
Zaoblené dno závitu šroubu v místě prvního závitu matice je místem nejčastějšího výskytu únavového lomu šroubu. Je to důsledkem nerovnoměrného rozložení zatížení na jednotlivé závity, přičemž první závit přenáší největší část tohoto zatížení.

$$\beta_{\sigma 3} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \sqrt{\frac{R_z}{R_{zF}}} [-] \quad (38)$$

Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu v místě 1. závitu matice je na obr. 4.14, přičemž pro poměr zaoblení dna závitu a velikost stoupání platí:

$$\frac{R_z}{p_h} = \frac{0,361 \text{ mm}}{2,5 \text{ mm}} = 0,144 \Rightarrow \alpha_{\sigma 3} = 3,9 [-] \text{ (obr. 4.14)}$$

$$\beta_{\sigma 3} = 3,9 \cdot \sqrt{\frac{0,361 \text{ mm}}{0,458 \text{ mm}}} = 3,463 [-]$$



Obr. 4.14 Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu v místě 1. závitu matice [15]

Vrubový účinek je největší u závitu šroubu v místě 3. Souvisí to s rozložením napětí v závitu šroubu, které se výrazně mění v té části závitu, která je zašroubována do matice. Tato změna je vyvolána nerovnoměrným rozložením síly ve šroubu F_s na jednotlivé závity v důsledku rozdílných deformací šroubu a matice. Nejvíce zatížený je pak první závit matice a jemu odpovídající průřez šroubu. Důsledkem toho je, že v prvním nosném závitu se projevuje největší vrubový účinek, který je způsoben jednak zatížením od silového toku v dřívku a jednak místním ohybovým namáháním tohoto nejzatíženějšího závitu.

$$\beta_{\sigma max} = \beta_{\sigma 3} = 3,463 [-]$$

Výpočet napětí v kritickém místě

V kritickém průřezu šroubu s největší velikostí součinitele vrubu $\beta_{\sigma max}$ se vypočítají složky napětí dynamického tahu – horní napětí σ_{tSH} , střední napětí σ_{tSM} , dolní napětí σ_{tSD} a napěťová amplituda σ_{tSa} .

kritický průměr $d_{krit} = d_3$

$$\sigma_{tSH} = \frac{F_{SH}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \text{ [MPa]} \quad (39)$$

$$\sigma_{tSH} = \frac{61\,645,745\,N}{\pi \cdot \left(\frac{16,933\,mm}{2}\right)^2} = 273,745\, [MPa]$$

$$\sigma_{tSM} = \frac{F_{SM}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \, [MPa] \quad (40)$$

$$\sigma_{tSM} = \frac{59\,354,023\,N}{\pi \cdot \left(\frac{16,933\,mm}{2}\right)^2} = 263,568\, [MPa]$$

$$\sigma_{tSD} = \frac{F_{SD}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \, [MPa] \quad (41)$$

$$\sigma_{tSD} = \frac{57\,062,300\,N}{\pi \cdot \left(\frac{16,933\,mm}{2}\right)^2} = 253,391\, [MPa]$$

$$\sigma_{tSa} = \frac{F_{Sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \, [MPa] \quad (42)$$

$$\sigma_{tSa} = \frac{2\,291,723\,N}{\pi \cdot \left(\frac{16,933\,mm}{2}\right)^2} = 10,177\, [MPa]$$

Statický krut

Napětí v krutu od utažení matice počítáme ve stejném místě jako dynamický tah – v kritickém místě (průřezu). Šroub je namáhán staticky silou F_z působící obvodově na závit při utahování matice během montáže spoje. Konstantní smykové napětí namáhání v krutu počítáme ve stejném místě jako tahové napětí, tj. v kritickém průřezu.

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \, [MPa] \quad (43)$$

$$\tau = \frac{13\,789,592\,N \cdot \frac{18,376\,mm}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot (16,933\,mm)^3} = 132,905\, [MPa]$$

4.4.5 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu

Spoj navrhujeme na neomezenou životnost a kontrolu pevnosti vyjadřujeme pomocí součinitelů bezpečnosti.

Stanovení dynamické bezpečnosti

Graficky

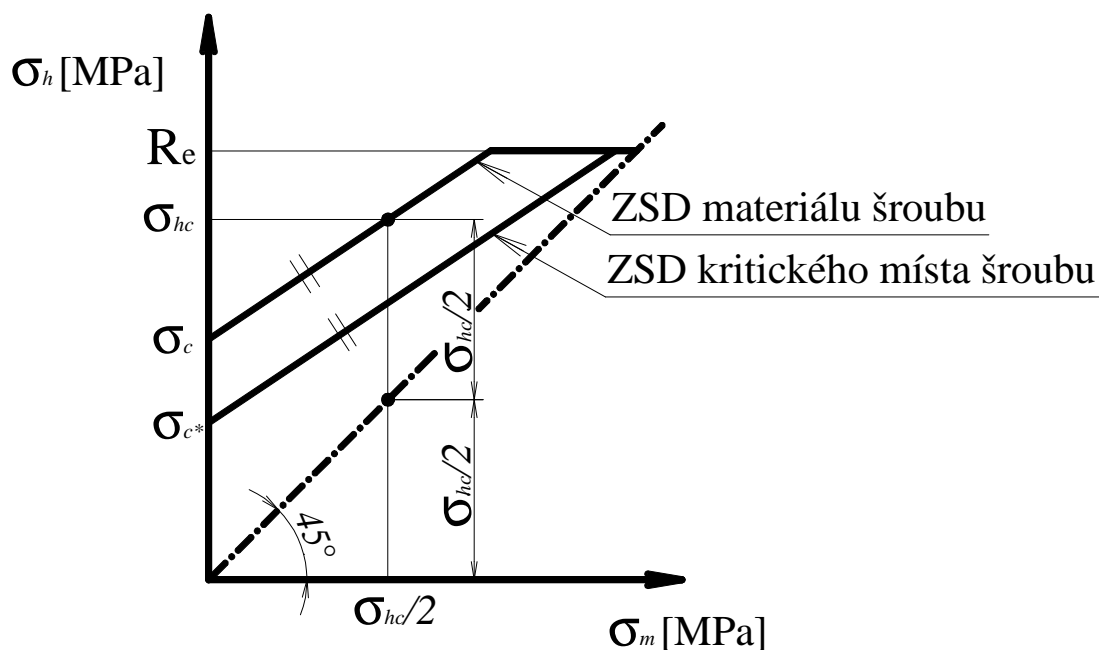
Grafické určení dynamické bezpečnosti u součásti namáhané středním napětím je založeno na konstrukci Smithova diagramu (obr. 4.15), který reprezentuje dynamickou pevnost.

$$k_D = \frac{\text{dynamická pevnost}}{\text{dynamické namáhání}} = \frac{M}{P} \quad (\text{viz. příloha})$$

trvalá mez únavy σ_c

$$\sigma_c = 10^{-0,2083} \cdot R_m^{0,9292} \quad [\text{MPa}] \quad (44)$$

$$\sigma_c = 10^{-0,2083} \cdot 830^{0,9292} = 319,233 \quad [\text{MPa}]$$



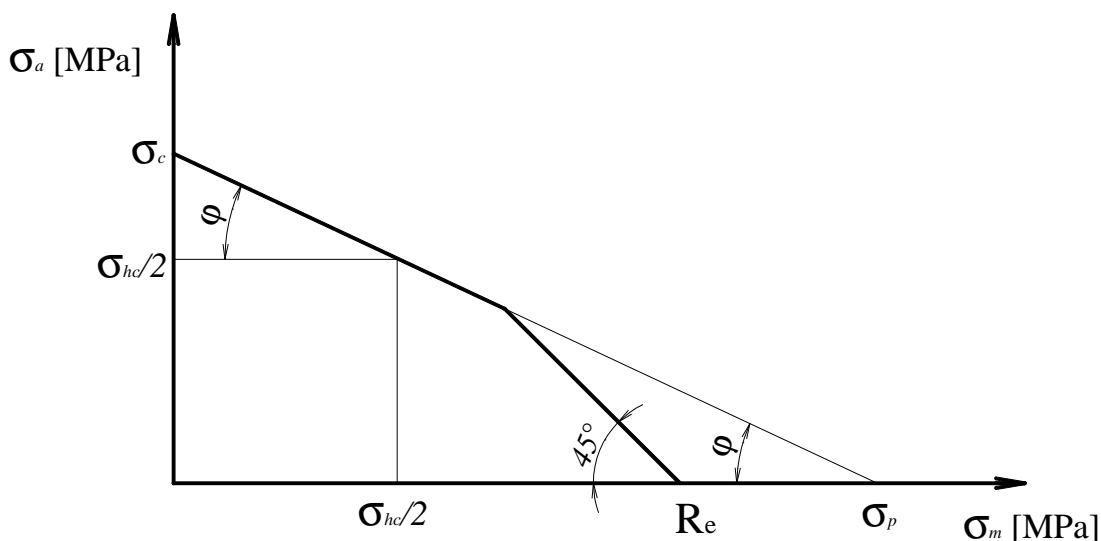
Obr. 4.15 Zjednodušený Smithův diagram [15]

trvalá mez únavy míjivého cyklu σ_{hc}

$$\sigma_{hc} = \frac{2 \cdot \sigma_c}{\psi_\sigma + 1} \quad [\text{MPa}] \quad (45)$$

kde:

ψ_σ [-] součinitel kontrakce (tab. 4.4)



Obr. 4.16 Zjednodušený Haighův diagram

Tab. 4.4 Odhad součinitele sbíhavosti hladké součásti na mezi únavy ψ_σ [15]

R_e [MPa]	350 - 550	550 - 750	750 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_σ [-]	0,0	0,05	0,10	0,20	0,25

Pro $R_e = 660$ [MPa] je $\psi_\sigma = 0,05$ [-]

$$\sigma_{hc} = \frac{2 \cdot 319,233 \text{ MPa}}{0,05 + 1} = 608,063 \text{ [MPa]}$$

Faktory reálných součástí (vruby, velikost, jakost povrchu) snižují dynamickou pevnost, musí se vypočítat mez únavy reálné součásti σ_c^* .

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{\varepsilon_p \cdot \nu_\sigma}{\beta_{\sigma max}} \text{ [MPa]} \quad (46)$$

kde:

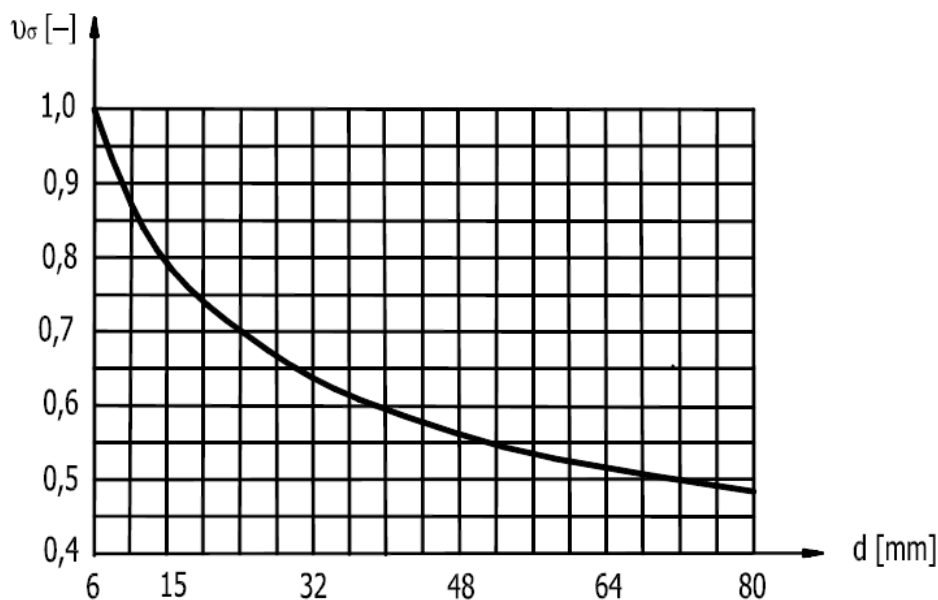
ε_p [-] součinitel stavu povrchu součásti

ν_σ [-] součinitel velikosti součásti (obr. 4.17)

$\beta_{\sigma max}$ [-] vrubový součinitel

Pro válcovaný závit je možno volit hodnotu součinitele stavu povrchu $\varepsilon_p = 0,8 \div 1 [-]$, volím $\varepsilon_p = 0,9 [-]$.

Hodnota součinitele velikosti součásti v_σ pro $d_3 = 16,933 [mm] \Rightarrow v_\sigma = 0,75 [-]$ [15]



Obr. 4.17 Graf součinitele velikosti v_σ [15]

$$\sigma_c^* = 319,233 \text{ MPa} \cdot \frac{0,9 \cdot 0,75}{3,463} = 62,224 [\text{MPa}]$$

Vychází se ze zjednodušeného Smithova diagramu (obr. 4.15). Grafické znázornění dynamické bezpečnosti je provedeno v příloze (Grafické_řešení).

Analyticky

Dosazuje se do vzorců odvozených z Haighova diagramu (obr. 4.16).

bezpečnost k mezní amplitudě:

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_c^* - \psi_\sigma^* \cdot \sigma_{tSH}}{(1 + \psi_\sigma^*) \cdot \sigma_{tSa}} [-] \quad (47)$$

kde:

$\psi_\sigma^* [-]$ součinitel kontrakce pro reálnou součást

$$\psi_{\sigma}^* = \frac{\psi_{\sigma}}{\beta_{\sigma max}} [-] \quad (48)$$

$$\psi_{\sigma}^* = \frac{0,05}{3,463} = 0,014 [-]$$

$$k_{\sigma a} = \frac{62,224 \text{ MPa} - 0,014 \cdot 273,744 \text{ MPa}}{(1 + 0,014) \cdot 10,177 \text{ MPa}} = 5,658 [-]$$

bezpečnost k meznímu hornímu napětí:

$$k_{\sigma H} = \frac{2 \cdot \sigma_c^* + (1 - \psi_{\sigma}^*) \cdot \sigma_{tSD}}{(1 + \psi_{\sigma}^*) \cdot \sigma_{tSH}} [-] \quad (49)$$

$$k_{\sigma H} = \frac{2 \cdot 62,224 \text{ MPa} + (1 - 0,014) \cdot 253,391 \text{ MPa}}{(1 + 0,014) \cdot 273,745 \text{ MPa}} = 1,348 [-]$$

$$k_{\sigma a}, k_{\sigma H} > 1,25 [-]$$

Dynamická bezpečnost vyhovuje zadaným kritériím.

Stanovení statické bezpečnosti

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{Kt}}{\tau_{max}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot R_e}{\tau \cdot \alpha_{\tau}} [-] \quad (50)$$

kde:

τ_{Kt} [MPa] mez kluzu ve smyku

α_{τ} [-] koncentrace napětí v krutu, $\alpha_{\tau} = 1 [-]$ [15]

$$k_{\tau} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 660 \text{ MPa}}{132,905 \text{ MPa} \cdot 1} = 2,483 [-]$$

Stanovení výsledné bezpečnosti

Analyticky

Podle Guesta:

$$\sigma_{red}^2 = \sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2 \text{ [MPa}^2] \quad (51)$$

$$k_v = \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} [-] \quad (52)$$

$$k_v = \frac{1,348 \cdot 2,483}{\sqrt{1,348^2 + 2,483^2}} = 1,185 [-]$$

$$k_v > 1,1 [-]$$

Výsledná bezpečnost vyhovuje zadané minimální hodnotě.

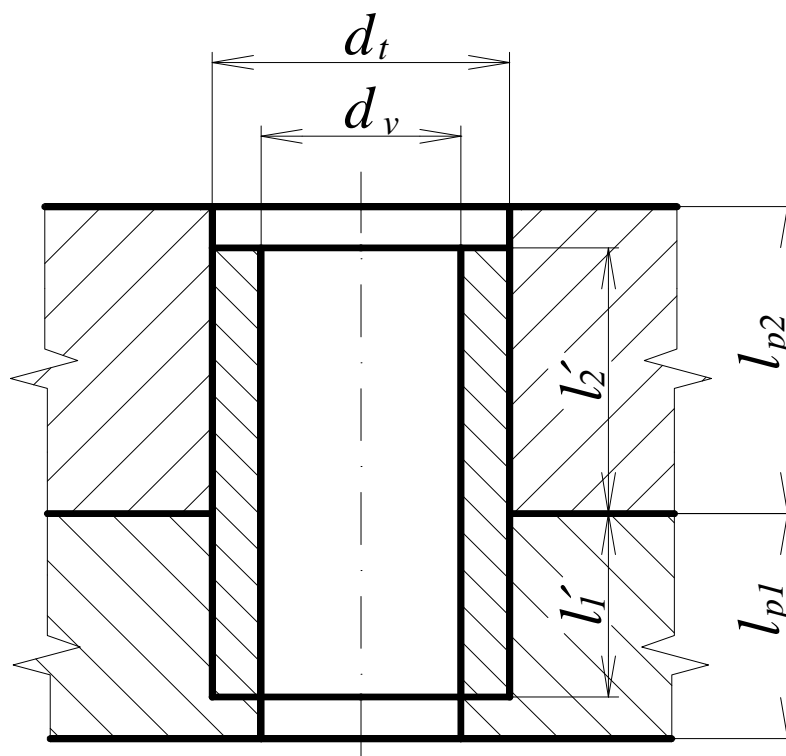
Graficky

Výsledná bezpečnost je znázorněna na výkresu Grafické_řešení v příloze.

4.5 Šroubový spoj se speciálně navrženým šroubem

U této varianty šroubového spoje jsou zhotoveny nosné ploché články bez osazení, která zachycovala síly působící ve směru kolmém k ose šroubu. Tyto síly u tohoto provedení zachycují střižná pouzdra (obr. 4.18).

Pouzdra jsou do děr lícována bez vůle s uložením d_t H7/n6. Pouzdra musí splňovat tři pevnostní podmínky, tj. kontrolu pouzdra na stříh, kontrolu měrného tlaku v díře nosného článku p_2 a v díře hřebel p_1 . Pro střižná pouzdra je použit polotovár TR KR 24x3 ČSN 42 6711.01. Materiál střižného pouzdra je 11 650. Vnější průměr pouzdra je obroben na rozměr $d_t = 23$ n6 [mm].



Obr. 4.18 Základní rozměry střížného pouzdra

4.5.1 Kontrola pouzdra na stříh

$$\tau_p = \frac{F}{S_p \cdot i_p} \leq \tau_{dov} \text{ [MPa]} \quad (53)$$

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (d_t^2 - d_v^2) \text{ [mm}^2\text{]} \quad (54)$$

kde:

F	[N]	působící síla na hřeblo
S_p	[mm ²]	průřez střížného pouzdra
i_p	[-]	počet střížných pouzder, $i_p = 6$ [-]
d_t	[mm]	vnější průměr střížného pouzdra, $d_t = 23$ [mm]
d_v	[mm]	vnitřní průměr střížného pouzdra, $d_v = 19$ [mm]
τ_{dov}	[MPa]	dovolené smykové napětí, pro ocel 11 650 je $\tau_{dov} = 80 \div 90$ [MPa]

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot ((23 \text{ mm})^2 - (19 \text{ mm})^2) = 131,947 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$\tau_p = \frac{67\,130 \text{ N}}{131,947 \text{ mm}^2 \cdot 6} = 84,794 \text{ [MPa]} < 90 \text{ [MPa]}$$

4.5.2 Kontrola měrného tlaku p_1 v díře hřebľa

$$p_1 = \frac{F}{l'_1 \cdot d_t \cdot i_p} \leq p_{dov1} \text{ [MPa]} \quad (55)$$

kde:

l'_1 [mm] výška pouzdra v díře hřebľa, $l'_1 = 10$ [mm]

p_{dov1} [MPa] dovolený tlak, pro mat. hřebľa (11 523), tab. 4.5

$$p_1 = \frac{67\,130\text{ N}}{10\text{ mm} \cdot 23\text{ mm} \cdot 6} = 48,645 \text{ [MPa]} < 90 \text{ [MPa]}$$

4.5.3 Kontrola měrného tlaku p_2 v díře nosného článku

$$p_2 = \frac{F}{l'_2 \cdot d_t \cdot i_p} \leq p_{dov2} \text{ [MPa]} \quad (56)$$

kde:

l'_2 [mm] výška pouzdra v díře nosného článku, $l'_2 = 18$ [mm]

p_{dov2} [MPa] dovolený tlak, pro mat. nosného článku (42 2739), tab. 4.5

$$p_2 = \frac{67\,130\text{ N}}{18\text{ mm} \cdot 23\text{ mm} \cdot 6} = 27,025 \text{ [MPa]} < 60 \text{ [MPa]}$$

Tab. 4.5 Dovolená napětí τ_{dov} a p_{dov} pro lícované střížné pouzdro [1]

Materiál pouzdra	τ_{dov} [MPa]	Materiál součásti	p_{dov} [MPa]
11 107	40 ÷ 50	Šedá litina	40 ÷ 50
11 343	40 ÷ 50	Ocelolitina	60 ÷ 70
11 423	55 ÷ 70	11 373	70 ÷ 80
11 600	70 ÷ 85	11 423	70 ÷ 80
11 650	80 ÷ 90	11 500	90 ÷ 100
11 700	80 ÷ 100	11 523	90 ÷ 100

4.5.4 Stanovení rozměru šroubu

Určení velikosti závitu

Při návrhu velikosti závitu se vychází zjednodušeně pouze z tahové pevnostní podmínky od provozní síly F_p .

$$\sigma_t \leq \sigma_{dovt} \quad (57)$$

$$\frac{F_p}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s} \quad (58)$$

kde:

k_s [-] součinitel statické bezpečnosti, $k_s = (3 \div 4)$ [-]

zvoleno $k_s = 3,5$ [-] z důvodu neznámého krutu, předpětí a přídatného ohybu, které nejsou zahrnuty ve vztahu (58).

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_p \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} \text{ [mm]} \quad (59)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 47\,419,804 \text{ N} \cdot 3,5}{\pi \cdot 1\,190 \text{ MPa}}} = 13,326 \text{ [mm]}$$

Pro šroub je zvolen polotovár 6HR 27A– ČSN 42 5530.11 – 14 260.0. Pro materiál 14 260 platí následující hodnoty [11]:

mez kluzu $R_e = 1\,190$ [MPa]

mez pevnosti $R_m = 1\,470$ [MPa]

Na základě vypočteného malého průměru závitu d_3 a průměru díry ve střížném pouzdru je zvolen velký průměr závitu $d = 18$ [mm]. Parametry jmenovitého rozměru závitu M18 jsou uvedeny v tab. 4.6 a znázorněny na obr. 4.4.

Tab. 4.6 Parametry závitu M18 [10]

Veličina	Označení	Velikost	Rozměr
Velký průměr (jmenovitý rozměr) závitu	d	18	[mm]
Střední průměr závitu	d_2	16,376	[mm]
Malý průměr závitu	d_3	14,933	[mm]
Rozteč	P	2,5	[mm]
Stoupání	P_h	2,5	[mm]
Úhel profilu	α	60	[°]
Výška základního trojúhelníku ISO profilu závitu	H	2,165	[mm]
Výška závitu	H_1	1,534	[mm]
Poloměr zaoblení dna závitu	R_z	0,361	[mm]

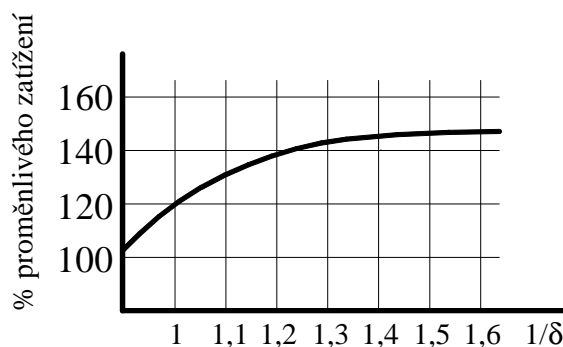
4.5.5 Stanovení dalších rozměrů spoje

Rozměry šroubu jsou voleny dle normy ISO 4017 [9].

Šrouby šroubových spojů s předpětím se konstruují tak, aby měly co nejmenší tuhost. K této zásadě přistupuje ještě požadavek plynulého toku čar napětí ve šroubu, tzn. volby tvaru šroubu s nejmenšími vrcholovými součiniteli. Pro dynamicky namáhaný šroub je vhodné snížit intenzitu vrubových účinků zmenšením průměru hladkého dřívku šroubu d_s pod průměr jádra šroubu d_3 . Zeslabením hladkého dřívku se také zvýší poddajnost šroubu, čímž se příznivě sníží amplituda zatížení F_{sa} (σ_{tsa}). Zeslabením dřívku se umožní také přesahování matice do části bez závitu. Zeslabení průměru dřívku šroubu:

$$\delta = \frac{d_s}{d_3} = 0,8 \div 1 \text{ [-]} \quad [2] \tag{60}$$

Není vhodné zeslabit dřív pod $\delta = 0,625 \text{ [-]} \left(\frac{1}{\delta} = 1,6 \right)$ (obr. 4.19).



Obr. 4.19 Závislost vzrůstu přípustného proměnlivého zatížení na převrácené hodnotě zeslabení dřívku šroubu [2]

zvoleno $\delta = 0,9 [-] \Rightarrow d_s = 0,9 \cdot d_3 = 0,9 \cdot 14,933 \text{ mm} = 13,440 \text{ [mm]}$.

Poloměr zaoblení mezi hlavou a dřívkem šroubu R_2 (obr. 4.20) je nutno volit co největší (čím menší je poloměr, tím musí být povrch hladší).

$$R_2 \geq \frac{d_d - d_s}{2} \text{ [mm]} \quad (61)$$

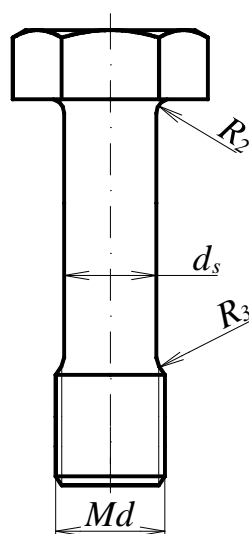
$$R_2 \geq \frac{19 - 13,440}{2} \text{ [mm]}$$

zvoleno $R_2 = 3 \text{ [mm]}$.

Poloměr zaoblení výběhu závitu R_3 v závislosti na poloměru zaoblení mezi hlavou a dřívkem R_2 je dán vztahem:

$$R_3 = (2 \div 4) \cdot R_2 \text{ [mm]} \quad (62)$$

zvoleno $R_3 = 2 \cdot R_2 = 2 \cdot 3 \text{ mm} = 6 \text{ [mm]}$.



Obr. 4.20 Rozměry zeslabeného dřívku šroubu

Tab. 4.7 Ostatní rozměry spoje

Veličina	Označení	Velikost [mm]
Výška matice	h	15,8
Výška hlavy šroubu	k	11,5
Rozměr klíče	s_K	27
Délka závitu	l_z	11,975
Zbytková délka závitu nad maticí	l_{zB}	10
Délka šroubu	l_s	65,8
Průměr zúženého hladkého dířku	d_s	13,440
Poloměr zaoblení přechodu mezi hlavou a dířkem	R_2	3
Poloměr zaoblení výběhu závitu	R_3	6
Průměr díry	$d_d = d_v$	19
Tloušťka příruby nosného článku	l_{p1}	14
Tloušťka příruby hřebľa	l_{p2}	22
Tloušťka podložky DIN 1440	l_p	4

4.5.6 Výpočet sil působících na šroub

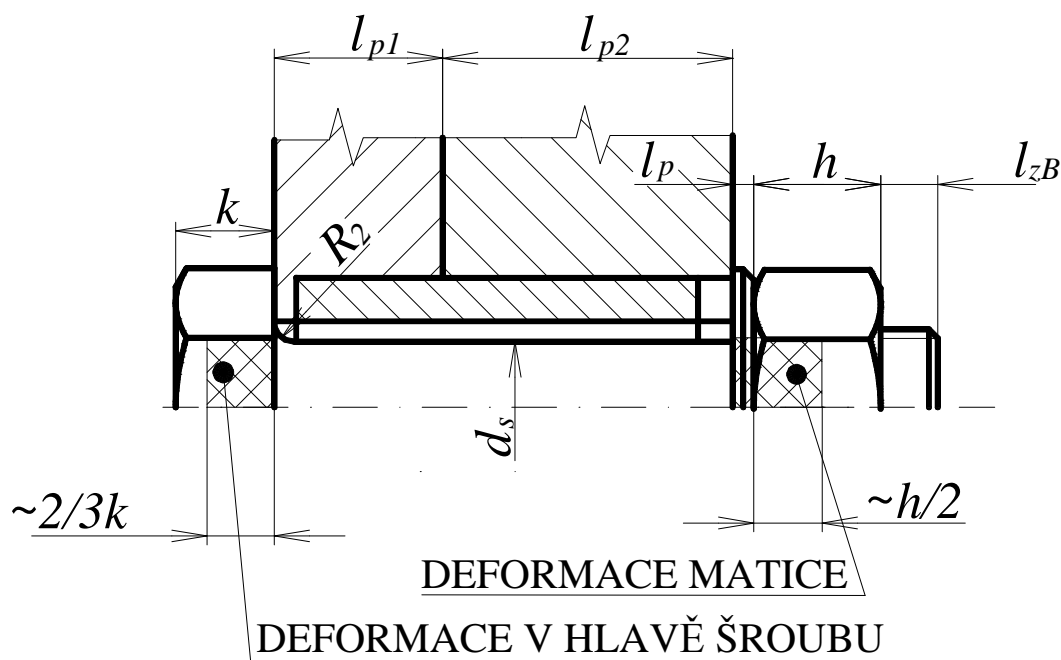
Výpočet tuhosti v tahu šroubu

Pro výpočet tuhosti v tahu šroubu je použit vztah

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{l_{s1}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_{s2}}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} + \frac{l_{s3}}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \right) [mm \cdot N^{-1}] \quad (63)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} + \frac{l_{p1} + l_{p2} + l_p + \frac{1}{5} \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_s^2}{4}} + \frac{\frac{h}{2} - \frac{1}{5} \cdot h}{\frac{\pi \cdot d_2^2}{4}} \right) [mm \cdot N^{-1}] \quad (64)$$

přičemž jednotlivé rozměry jsou znázorněny na obr.4.21 a uvedeny v tab.4.7.



Obr. 4.21 Znárodnění šroubového spoje se šroubem s vyšší poddajností pro výpočet tuhosti šroubu [5]

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{210\,000\text{ MPa}} \cdot \left(\frac{\frac{2}{3} \cdot 11,5\text{ mm}}{\frac{\pi \cdot (18\text{ mm})^2}{4}} + \frac{(14 + 22 + 4 + \frac{1}{5} \cdot 15,8)\text{ mm}}{\frac{\pi \cdot (13,440\text{ mm})^2}{4}} + \frac{\frac{15,8\text{ mm}}{2} - \frac{15,8\text{ mm}}{5}}{\frac{\pi \cdot (18,376\text{ mm})^2}{4}} \right) [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}]$$

$$\frac{1}{c_s} = 1,695 \cdot 10^{-6} [\text{mm} \cdot \text{N}^{-1}]$$

$$c_s = 589\,949,703 [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Výpočet tuhosti v tlaku přírub

Výpočet tuhosti v tlaku přírub je prováděn dle vztahů (18) až (20) a jednotlivé potřebné rozměry jsou také uvedeny v tab. 4.7.

$$D_{red} = 27\text{ mm} + \frac{(14 + 22)\text{ mm}}{2} \cdot \tan 45^\circ = 45 [\text{mm}]$$

$$S_{př} = \frac{\pi}{4} \cdot ((45\text{ mm})^2 - (19\text{ mm})^2) = 1\,306,903 [\text{mm}^2]$$

$$c_{př} = \frac{210\,000\text{ MPa} \cdot 1\,306,903\text{ mm}^2}{(14 + 22)\text{ mm}} = 7\,623\,598,173 [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

Výsledný poměr tuhostí přírub a dynamicky namáhaného šroubu je poté roven

$$\frac{c_{př}}{c_s} \geq 9 [-]$$

$$\frac{c_{př}}{c_s} = \frac{7\,623\,598,173\,N \cdot mm^{-1}}{589\,949,703\,N \cdot mm^{-1}} = 12,922 [-]$$

Poměr tuhostí přírub a šroubu vyhovuje zadané podmínce.

Výpočet dynamické tahové síly působící v ose šroubu

Pro velikost předpětí je opět kladen požadavek na minimální zbytkovou sílu mezi spojovanými částmi F_{prMIN} vztaženou k maximální velikosti provozní síly F_p . Velikost předpětí se určí na základě požadavku, aby zbytková síla mezi spojovanými částmi neklesla pod určitou hodnotu vztaženou k maximální velikosti provozní síly F_p . Výpočet je prováděn pro velikost součinitele těsnosti spoje $\psi = 0,3 [-]$. Minimální velikost síly v přírubě je poté rovna $F_{prMIN} = 0,3 \cdot 47\,419,804\,N = 14\,225,941\,N$

Pro výpočet velikosti předpětí, přírůstku síly ve šroubu, horní složky síly ve šroubu, amplitudové a střední složky síly ve šroubu jsou použity vztahy (22) – (26).

dolní složka síly ve šroubu:

$$F_{SD} = 47\,419,804\,N \cdot \left(0,3 + \frac{7\,623\,598,173\,N \cdot mm^{-1}}{(7\,623\,598,173 + 589\,949,703)\,N \cdot mm^{-1}} \right) [N]$$

$$F_{SD} = 58\,239,751\,N$$

přírůstek síly ve šroubu:

$$\Delta F_s = 47\,419,804\,N \cdot \frac{589\,949,703\,N \cdot mm^{-1}}{(589\,949,703 + 7\,623\,598,173)\,N \cdot mm^{-1}} = 3\,405,995\,N$$

horní složka síly ve šroubu:

$$F_{SH} = 58\,239,751\,N + 3\,405,995\,N = 61\,645,746\,N$$

amplitudová složka síly:

$$F_{sa} = \frac{3\,405,995\,N}{2} = 1\,702,998\,N$$

střední složka síly:

$$F_{SM} = 58\,239,751\,N + 1\,702,998\,N = 59\,942,749\,[N]$$

Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu

Výpočet této statické síly je proveden podle vztahů (27) – (29). Hodnoty součinitele smykového tření na závitu f_z jsou uvedeny v tab. 4.8.

pro úhel stoupání závitu platí:

$$tg\,\psi = \frac{2,5\,mm}{\pi \cdot 16,376\,mm} = 4,859 \cdot 10^{-2}[-] \Rightarrow \psi = 2,78\,[^\circ]$$

redukovaný třecí úhel je dán vztahem:

$$tg\,\varphi' = \frac{0,17}{\cos(60^\circ/2)}[-] = 0,196 \Rightarrow \varphi' = 11,11\,[^\circ]$$

Pro navrhovaný typ spoje volím závit mazaný olejem, povrch bez úpravy.

Pro tyto podmínky je $f_z = 0,17[-]$, tab. 4.8.

$$F_z = 58\,239,751 \cdot tg(2,78 + 11,11) = 14\,402,094\,[N]$$

Tab. 4.8 Součinitel smykového tření na závitu $f_z[-]$ [1]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel tření na závitu f_z u závitů		
		nemazaných	mazaných olejem	mazaných pastou MoS ₂
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24	0,12 ÷ 0,18
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30	0,13 ÷ 0,17
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28	0,16 ÷ 0,23
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18	0,11 ÷ 0,16
	kadmiovaný	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17	0,13 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13
kadmiovaný	kadmiovaný	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17	0,10 ÷ 0,13

Celkový utahovací moment M_u

Celkový utahovací moment M_u je určen vztahem (30), a jednotlivé třecí momenty (v závitech a pod hlavou šroubu) vztahy (31) a (32).

$$M_{TZ} = 14\,402,094\,N \cdot \frac{16,376 \cdot 10^{-3}\,m}{2} \quad [N \cdot m]$$

$$M_{TZ} = 117,924 \quad [N \cdot m]$$

$$M_{TM} = 58\,239,751\,N \cdot 0,17 \cdot \frac{(19 + 27) \cdot 10^{-3}\,m}{4} \quad [N \cdot m]$$

$$M_{TM} = 113,859 \quad [N \cdot m]$$

$$M_u = (117,924 + 113,859)N \cdot m = 231,783 \quad [N \cdot m]$$

4.5.7 Kritické namáhání šroubu**Dynamické namáhání šroubu v tahu**

Kritické namáhání šroubu způsobuje dynamická síla ve šroubu $F_s(t)$, která může být po určité době zdrojem únavového lomu šroubu.

Pro navrhovaný šroub se zeslabeným dříkem jsou určena tato kritická místa (viz. obr. 4.9)

1. Zaoblený přechod hladkého dříku do hlavy šroubu
2. Zaoblené dno zatíženého závitu M_d šroubu mimo matici
3. Zaoblené dno závitu M_d šroubu v místě prvního závitu matice

Ve všech těchto vytipovaných místech se určí součinitel vrubu β_σ . Kritické místo je místo s největším součinitelem vrubu β_σ .

Zaoblený přechod hladkého dříku do hlavy šroubu

Pro výpočet vrubového součinitele pro zaoblený přechod zúženého hladkého dříku do hlavy šroubu platí vztahy (33) – (35).

Pro získání součinitele koncentrace napětí α_σ (obr. 4.10) platí následující hodnoty.

$$r = R_2 \quad [\text{mm}] \quad \text{poloměr zaoblení přechodu mezi hlavou a dříkem, } r = 3 \quad [\text{mm}]$$

$$D = s_K \quad [\text{mm}] \quad \text{rozměr klíče, } s_K = 27 \quad [\text{mm}]$$

$d = d_s$ [mm] průměr zúženého hladkého dřívku šroubu, $d_s = 13,440$ [mm]

$$\frac{D}{d} = 2 [-]; \frac{r}{d} = 0,22 [-] \Rightarrow \alpha_{\sigma 1} = 1,6 [-] \text{ (obr. 4.10)}$$

kde:

R_{IF} [mm] fiktivní poloměr vrubu, obr. 4.11

součinitel pevnostní hypotézy podle Guesta

$$s^x = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429 [-]$$

z obr. 4.12 vyplývá pro $R_e = 1\,190$ MPa] velikost materiálové konstanty $\rho^x = 0,025$ [-]

$$R_{1F} = 3\text{ mm} + 2,429 \cdot 0,025 = 3,061\text{ [mm]}$$

$$\beta_{\sigma 1} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{3\text{ mm}}{3,061\text{ mm}}} = 1,584 [-]$$

Zaoblené dno zatíženého závitu Md šroubu mimo matici

Pro závit, který představuje řadu po sobě následujících vrubů, platí vztahy (36) a (37).

Poloměr zaoblení dna metrického závitu je určen na základě vztahu (11):

$$R_z = 0,144337561 \cdot P = 0,144337561 \cdot 2,5\text{ mm} = 0,361\text{ [mm]}$$

$$s^x = 2,43 [-]$$

$$\rho^x = 0,025 [-]$$

$$R_{zF} = 0,361\text{ mm} + 2,43 \cdot 0,025 = 0,422\text{ [mm]}$$

Pro vynesení do grafu koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu (obr. 4.13) jsou rozhodující hodnoty následujících veličin:

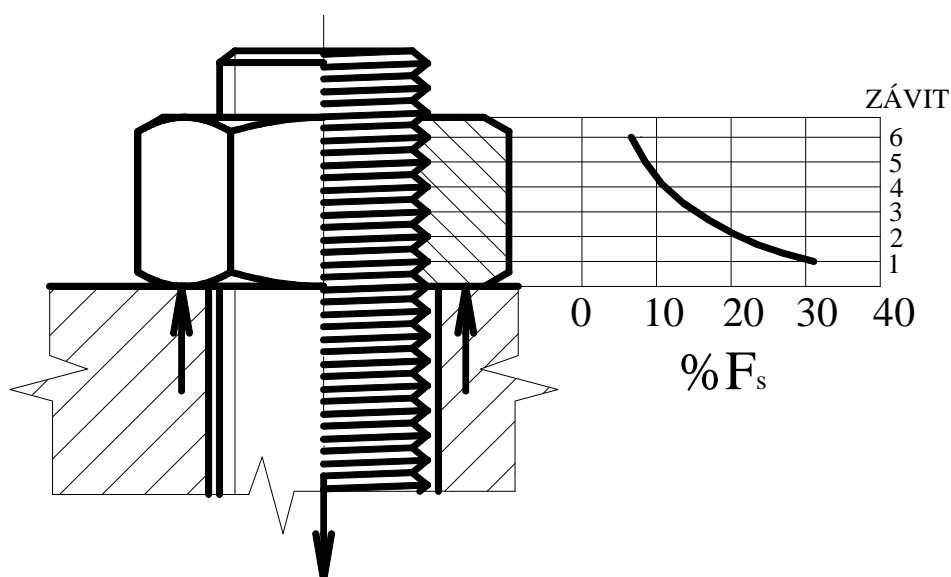
$$\frac{R_z}{H_1} = \frac{0,361\text{ mm}}{1,534\text{ mm}} = 0,235 [-] \Rightarrow \alpha_{\sigma 2} = 2,7 [-]$$

Výsledný vrubový součinitel pro zaoblené dno zatíženého závitu Md šroubu mimo matici má hodnotu:

$$\beta_{\sigma 2} = 2,7 \cdot \sqrt{\frac{0,361 \text{ mm}}{0,422 \text{ mm}}} = 2,498 [-]$$

Zaoblené dno závitu Md šroubu v místě prvního závitu matice

V místě prvního zatíženého závitu matice dochází nejčastěji k únavovému lomu šroubu. Příčinou je nerovnoměrné rozložení osově síly ve šroubu na jednotlivé závity, tj. nerovnoměrný průběh měrného tlaku v závitech podél délky matice. Nejvyšší hodnoty dosahuje měrný tlak přibližně v místě prvního zatíženého závitu (obr. 4.22).

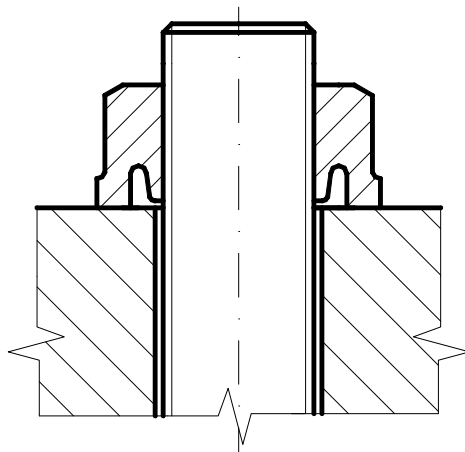


Obr. 4.22 Nerovnoměrné rozložení síly ve šroubu F_s na jednotlivé závity [1]

První závit matice tedy přenáší největší část osově síly a projevuje se zde největší vrubový účinek. Snahou konstrukčních úprav prováděných na matici je příznivější rozložení zatížení na závitech. Ke zmenšení vrubového účinku v prvním zatíženém závitu matice je možno použít matici namáhanou tahem s některou z následujících konstrukčních úprav:

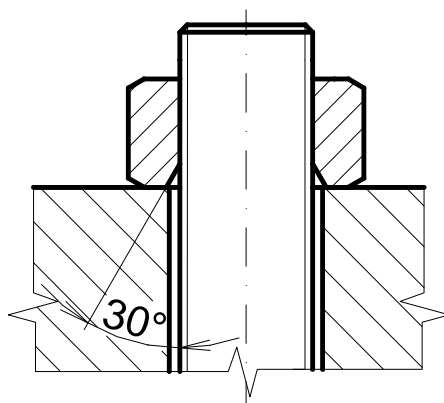
- v dosedací ploše matice je vysoustružena drážka (obr. 4.23)

Vrubový součinitel β_σ se sníží o 60 % ve srovnání s maticí namáhanou tlakem. Nedostatkem tohoto řešení je možnost použití pro matice větších rozměrů.



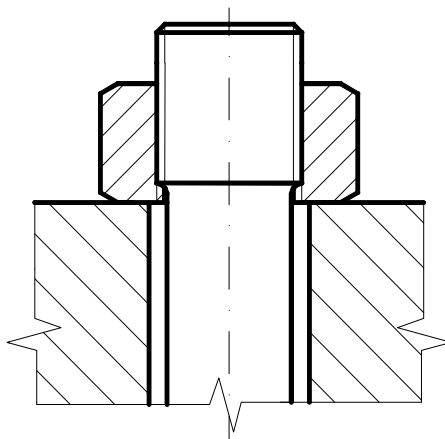
Obr. 4.23 Spoj maticí namáhanou tahem s vysoustruženou drážkou v dosedací ploše

- použití normalizované matice upravené sražením vnitřní závitové části po úhlem 30° , vrubový součinitel se u tohoto provedení sníží o 20 % (obr. 4.24)



Obr. 4.24 Spoj s upravenou normalizovanou maticí

- použití normalizované matice s jejím přesahem přes závit šroubu (obr. 4.25)



Obr. 4.25 Spoj pomocí normalizované matice a šroubu se zeslabeným dříkem

Tento typ spoje je možno použít pouze v kombinaci se šroubem se zeslabeným dříkem, čímž se umožní přesazení matice. Nedosáhne se výrazného odlehčení prvního závitu v matici (vrubový součinitel β_σ se sníží o 5 %), ale špička napětí ve šroubu se přesune z místa s malým poloměrem zaoblení kořene závitu do místa s velkým zaoblením mezi dříkem a závitovou částí šroubu. Použitím šroubu se zeslabeným hladkým dříkem se také zvyšuje jeho poddajnost.

Z důvodu použití malých matic M18 a s ohledem na ekonomické zhodnocení navrhovaného šroubového spojení je zvolena třetí varianta, tj. normalizovaná matice bez úprav.

Hodnota vrubového součinitele pro první zatížený závit v matici namáhané tahem se určí dle vztahu (38) a součinitel koncentrace napětí je znázorněný na obr. 4.14.

$$\frac{R_z}{P_h} = \frac{0,361 \text{ mm}}{2,5 \text{ mm}} = 0,144 \Rightarrow \alpha_{\sigma 3} = 3,9 [-]$$

$$\beta_{\sigma 3} = 3,9 \cdot \sqrt{\frac{0,361 \text{ mm}}{0,422 \text{ mm}}} = 3,607 [-]$$

Korekce vztahu (38) na matici namáhanou tahem:

$$\beta'_{\sigma 3} = \beta_{\sigma 3} \cdot 0,95 [-] \quad (65)$$

$$\beta'_{\sigma 3} = 3,607 \cdot 0,95 = 3,427 [-]$$

$$\beta_{\sigma max} = \beta'_{\sigma 3} = 3,427 [-]$$

Výpočet napětí v kritickém místě

V kritickém průřezu šroubu s největší velikostí součinitele vrubu $\beta_{\sigma max}$ se určí složky napětí dynamického tahu – horní napětí σ_{tSH} , střední napětí σ_{tSM} , dolní napětí σ_{tSD} a napěťová amplituda σ_{tSa} podle vztahů (39) – (42).

kritický průměr $d_{krit} = d_3$

$$\sigma_{tSH} = \frac{61\,645,746 \text{ N}}{\pi \cdot \left(\frac{14,933 \text{ mm}}{2}\right)^2} = 350,981 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{tSM} = \frac{59\,942,749 \text{ N}}{\pi \cdot \left(\frac{14,933 \text{ mm}}{2}\right)^2} = 342,257 [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{tSD} = \frac{58\,239,751\text{ N}}{\pi \cdot \left(\frac{14,933\text{ mm}}{2}\right)^2} = 332,534\text{ [MPa]}$$

$$\sigma_{tSa} = \frac{1\,702,998\text{ N}}{\pi \cdot \left(\frac{14,933\text{ mm}}{2}\right)^2} = 9,724\text{ [MPa]}$$

Statický krut

Napětí v krutu od utažení matice je určeno opět v kritickém průřezu – vztah (43).

$$\tau = \frac{14\,402,094\text{ N} \cdot \frac{16,376\text{ mm}}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot (14,933\text{ mm})^3} = 180,357\text{ [MPa]}$$

4.5.8 Stanovení provozní bezpečnosti šroubu

Spoj je navrhován na neomezenou životnost, přičemž kontrola pevnosti je vyjádřena součiniteli bezpečnosti.

Stanovení dynamické bezpečnosti

Graficky.

Grafické určení dynamické bezpečnosti součásti namáhané středním napětím je spjato s konstrukcí Smithova diagramu (obr. 4.15) reprezentujícím dynamickou pevnost. Trvalá mez únavy σ_c a trvalá mez únavy míjivého cyklu σ_{hc} je určena na základě vztahů (44) a (45), obr. 4.15 a 4.16, součinitel sbíhavosti hladké součásti v závislosti na mezi kluzu materiálu šroubu je uveden v tab. 4.4.

trvalá mez únavy σ_c

$$\sigma_c = 10^{-0,2083} \cdot 1\,470^{0,9292} = 542,964\text{ [MPa]}$$

součinitel kontrakce ψ_σ

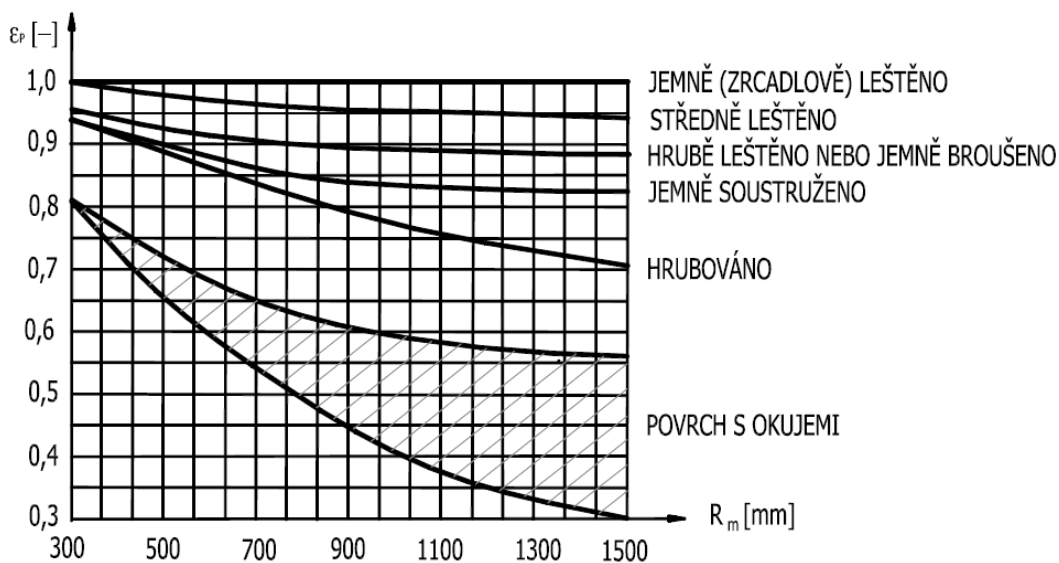
$$\text{Pro } R_e = 1\,190\text{ [MPa] je } \psi_\sigma = 0,20\text{ [-]}$$

trvalá mez únavy míjivého cyklu σ_{hc}

$$\sigma_{hc} = \frac{2 \cdot 542,964 \text{ MPa}}{0,20 + 1} = 904,940 \text{ [MPa]}$$

Pro mez únavy reálné součásti σ_c^* (46) je nutné určit:

- součinitel stavu povrchu součásti ε_p (obr. 4.26)



Obr. 4.26 Graf součinitele jakosti povrchu [15]

Pro $R_m = 1\,470$ [MPa] a jemně soustružený povrch je zvoleno $\varepsilon_p = 0,83$ [–]

- součinitel velikosti součásti ν_σ (obr. 4.17)

Hodnota součinitele velikosti součásti ν_σ pro $d_3 = 14,933$ [mm] $\Rightarrow \nu_\sigma = 0,79$ [–]

- vrubový součinitel $\beta_{\sigma max}$

$$\beta_{\sigma max} = 3,427 \text{ [–]}$$

$$\sigma_c^* = 542,964 \text{ MPa} \cdot \frac{0,83 \cdot 0,79}{3,427} = 103,887 \text{ [MPa]}$$

Vychází se ze zjednodušeného Smithova diagramu.

Grafické znázornění dynamické bezpečnosti je provedeno na výkresu Grafické_řešení_2 uvedeném v příloze.

Analyticky

Analytický výpočet vychází z Haighova diagramu.

bezpečnost k mezní amplitudě (47)

$$k_{\sigma a} = \frac{103,887 \text{ MPa} - 0,058 \cdot 350,981 \text{ MPa}}{(1 + 0,058) \cdot 9,724 \text{ MPa}} = 8,119 [-]$$

kde:

ψ_{σ}^* [-] součinitel kontrakce pro reálnou součást (48)

$$\psi_{\sigma}^* = \frac{0,20}{3,427} = 0,058 [-]$$

bezpečnost k meznímu hornímu napětí (49)

$$k_{\sigma H} = \frac{2 \cdot 103,887 \text{ MPa} + (1 - 0,058) \cdot 332,534 \text{ MPa}}{(1 + 0,058) \cdot 350,981 \text{ MPa}} = 1,403 [-]$$

$$k_{\sigma a}, k_{\sigma H} > 1,25 [-]$$

Dynamická bezpečnost vyhovuje daným kritériím.

Stanovení statické bezpečnosti (50)

$$k_{\tau} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 1\,190 \text{ MPa}}{180,357 \text{ MPa} \cdot 1} = 3,299 [-]$$

Stanovení výsledné bezpečnostiAnalyticky

Podle Guesta (52):

$$k_v = \frac{1,403 \cdot 3,299}{\sqrt{1,403^2 + 3,299^2}} = 1,291 [-]$$

$$k_v > 1,1 [-]$$

Výsledná bezpečnost navrženého šroubu vyhovuje zadané podmínce.

Graficky

Výsledná bezpečnost je takéž uvedena na výkrese Grafické_řešení_2.

5 ZÁVĚR

Úkolem této bakalářské práce bylo navržení spoje nosného článku, který je součástí shrnovacího řetězu bočního shrnovače se shrnovacím hřeblem. Šroub je v provozu namáhán dynamickými silami, proto bylo nutné při návrhu a výpočtu vzít v potaz hledisko únavy materiálu.

První navržená varianta je založena na použití normalizovaného šroubu, který zachycuje síly působící v jeho ose. Ostatní síly, tj. síly kolmé k ose šroubu, jsou zachyceny osazením na nosném článku. Při návrhu byl kladen požadavek na minimální změny ve spojovaných částech, tudíž jsem při volbě velikosti normalizovaného šroubu vycházel z velikosti děr v nosném článku a shrnovacím hřebli. Navrhl jsem šroub M20 pevnostní třídy 8.8. Hodnota výsledné bezpečnosti splňovala s malou rezervou požadovanou minimální velikost této bezpečnosti.

U druhé navrhované varianty byl kladen důraz na to, aby všechny působící síly zachycoval šroub, tzn., na nosném článku nebylo zhotoveno osazení, které se u první navrhované varianty opíralo o hřeblo a zachycovalo síly kolmé na osu šroubu. Šroub měl u této varianty přenášet jak předepínací tahovou sílu, tak také dynamickou tahovou sílu ve šroubu a dynamickou sílu kolmou na osu šroubu. Je však nepřípustné, aby šroub přenášel všechny tyto síly. Proto jsem pro zachycení sil kolmých k ose šroubu navrhl použití střížného pouzdra, které se do děr lícuje bez vůle s uložením H7/n6. Byl zde použit také speciálně navržený šroub s ohledem jeho vyšší poddajnost a snížení vrubových účinků v kritických místech. S ohledem na konstrukční úpravy šroubu vyšla hodnota výsledné bezpečnosti vyšší než u normalizovaného šroubu.

Výsledné zhodnocení navrhovaných variant se přiklání k použití normalizovaného šroubu. Hledisko výsledné bezpečnosti hovoří ve prospěch navrženého šroubu, jelikož u něj byly provedeny při návrhu konstrukční úpravy pro snížení jeho dynamického namáhání. Avšak také normalizovaný šroub splňuje požadavek na minimální hodnotu výsledné bezpečnosti. Ekonomické zhodnocení navržených variant zřetelně ukazuje výhody použití normalizovaného šroubu. K nim zejména patří použití dostupného spojovacího prvku (a tedy i relativně levného) a minimální konstrukční úprava na nosném článku. Tato úprava, která spočívá ve vytvoření osazení, splní s menšími výrobními náklady stejnou funkci, jako použití střížného pouzdra s upraveným vnějším pláštěm a náležitě upravenými dírami v nosném článku a shrnovacím hřebli u druhé navrhované varianty.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex. 2000. 236 s. ISBN 80-7225-018-3
- [2] POSPÍŠIL, František. *Závitová a šroubová spojení*. Praha: SNTL. 1967. 264 s.
- [3] HOSNEDL, Stanislav; KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: obecné strojní části I*. Praha: Computer Press. 1999. 372 s. ISBN 80-7226-055-3
- [4] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů: 1 svazek*. 5 vydání, přepracované. Praha: SNTL. 1989. 776 s. ISBN 80-83-00046-7
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. 1 vydání dotisk. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2008. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [6] MYNÁŘ, Vladimír. *Části strojů: spojovací části*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 1975. 276 s.
- [7] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů I. : základy konstruování, spoje*. 2 vydání, doplněné. Brno: Ediční středisko VUT. 1984. 320 s.
- [8] POLÁK, Jaromír; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení III.*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2005. 134 s. ISBN 80-248-0963-X
- [9] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA. 2003. 872 s. ISBN 80-86490-74-2
- [10] DRASTÍK, František. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2 vydání, doplněné. Ostrava: Montanex. 2002. 728 s. ISBN 80-85780-95-X
- [11] KRÍŽ, Rudolf; TRČKA, Josef. *Tabulky materiálů pro strojírenství: 1. část, kovové materiály – železné kovy*. Ostrava: Montanex. 1999. 352 s. ISBN 80-85780-92-5
- [12] JEŘÁBEK, Karel; HELEBRANT, František; JURMAN, Josef; VOŠTOVÁ, Věra. *Stroje pro zemní práce, silniční stroje*. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 1996. 466 s. ISBN 80-7078-389-3
- [13] KRČÁL, Otakar. *Příklady z pružnosti a pevnosti I: část 1*. 2. vydání, dotisk. Ostrava: Ediční středisko VŠB-TU Ostrava. 2004. 90 s. ISBN 80-7078-943-3
- [14] SpringerLink – Journal Article
URL:<<http://www.springerlink.com/index/N835613P061G62RM.pdf>> [cit. 2009-03-12]
- [15] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu: vysokoškolská příručka*
URL:<<http://www.347.vsb.cz/Files/monografie/prirucka-dynamickysroub.pdf>> [cit. 2009-04-10]

[16] *SCHADE Performances*

URL: <http://www.schade-lagertechnik.com/pdf_englisch/Schade_Performances.pdf>

[cit. 2009-03-05]

[17] *ZP 10 000 – Prodeco, a.s.*

URL: <<http://www.prodeco.cz/foto/vykresy/zp-10000.png/view>> [cit. 2009-04-10]

[18] *Bulk Materials Handling*

URL: <http://fam.de/downloads/FAM_Prospekte/Bulk_materials_handling.pdf>

[cit.2009-04-12]

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1	Homogenizační skládka [8].....	14
Obr. 2.2	Podélné skládky uspořádané za sebou [16].....	15
Obr. 2.3	Kruhová skládka [16].....	15
Obr. 2.4	Hromady založené metodou Cone-shell.....	16
Obr. 2.5	Důsledek granulometrické segregace u zakládání metodou Chevron [14]	16
Obr. 2.6	Metoda Chevron [16]	17
Obr. 2.7	Metoda Strata [16].....	17
Obr. 2.8	Metoda Windrow [16]	17
Obr. 2.9	Metoda Quincunx	18
Obr. 2.10	Kruhová hromada založená metodou Chevcon [16]	18
Obr. 3.1	Zakládání materiálu ve spojení s kolejovou dopravou [14]	19
Obr. 3.2	Pásový zakladač ZP 10000 fy. PRODECO [17]	20
Obr. 3.3	Čelní kolesový mostový naběrač.....	21
Obr. 3.4	Barelový naběrač [14]	21
Obr. 3.5	Mostový shrnovač [14].....	22
Obr. 3.6	Diskový shrnovač pracující na podélné skládce [14].....	22
Obr. 3.7	Kolesový výložníkový naběrač FAM SR 381.R [18]	23
Obr. 3.8	Boční naběrač FAM [18].....	24
Obr. 3.9	Poloportálový shrnovač FAM [18].....	24
Obr. 3.10	Portálový shrnovač FAM [18].....	25
Obr. 3.11	Portálový korečkový naběrač	25
Obr. 4.1	Model shrnovacího hřebel s tažným řetězem	26
Obr. 4.2	Zobrazení sil působících na šrouby a plochý nosný článek	28
Obr. 4.3	Síly a momenty působící na šroub spolu s příslušnými rozměry	30
Obr. 4.4	Parametry metrického závitu	32
Obr. 4.5	Znázornění šroubového spoje pro výpočet tuhosti šroubu [5]	34
Obr. 4.6	Bachův komolý dvojkužel pro výpočet tuhosti přírub [5]	36
Obr. 4.7	Rötscherův válec pro výpočet tuhosti přírub [3]	37
Obr. 4.8	Silový diagram předepjatého šroubového spoje.....	38
Obr. 4.9	Označení kritických míst šroubového spoje.....	42
Obr. 4.10	Graf součinitele koncentrace napětí pro osazení a tahové namáhání [15]	43
Obr. 4.11	Znázornění fiktivního poloměru vrubu	43

Obr. 4.12	Graf závislosti materiálové konstanty ρ^x na mezi kluzu R_e [15].....	44
Obr. 4.13	Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu a tahové namáhání [15].....	45
Obr. 4.14	Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu v místě 1. závitu matice [15].....	46
Obr. 4.15	Zjednodušený Smithův diagram [15].....	48
Obr. 4.16	Zjednodušený Haighův diagram.....	49
Obr. 4.17	Graf součinitele velikosti v_σ [15].....	50
Obr. 4.18	Základní rozměry střížného pouzdra.....	53
Obr. 4.19	Závislost vzrůstu přípustného proměnlivého zatížení na převrácené hodnotě zeslabení dřívku šroubu [2]	57
Obr. 4.20	Rozměry zeslabeného dřívku šroubu	57
Obr. 4.21	Znázornění šroubového spoje se šroubem s vyšší poddajností pro výpočet tuhosti šroubu [5].....	59
Obr. 4.22	Nerovnoměrné rozložení síly ve šroubu F_s na jednotlivé závity [1]	64
Obr. 4.23	Spoj maticí namáhanou tahem s vysoustruženou drážkou v dosedací ploše.....	65
Obr. 4.24	Spoj s upravenou normalizovanou maticí	65
Obr. 4.25	Spoj pomocí normalizované matice a šroubu se zeslabeným dřívkem	65
Obr. 4.26	Graf součinitele jakosti povrchu [15].....	68

SEZNAM TABULEK

Tab. 4.1	Mechanické vlastnosti šroubů [1].....	31
Tab. 4.2	Parametry závitu M20 [10].....	31
Tab. 4.3	Ostatní rozměry spoje	32
Tab. 4.4	Odhad součinitele sbíhavosti hladké součásti na mezi únavy ψ_σ [15].....	49
Tab. 4.5	Dovolená napětí τ_{dov} a p_{dov} pro lícované střížné pouzdro [1].....	54
Tab. 4.6	Parametry závitu M18 [10].....	56
Tab. 4.7	Ostatní rozměry spoje	58
Tab. 4.8	Součinitel smykového tření na závitu f_z [-] [1].....	61

PŘÍLOHY

Souprava_jednoho_hřebla

BP-01-01-S

Souprava_jednoho_hřebla_kusovník

BP-01-01-K

Dynamicky_namáhaný_šroub

BP-01-02

Střížné_pouzdro

BP-01-03

Grafické_řešení

BP-01-04

Grafické_řešení_2

BP-01-05